AIDE-MÉMOIRE

DE

L'INGÉNIEUR

BAUDRY & Cie EDITEURS

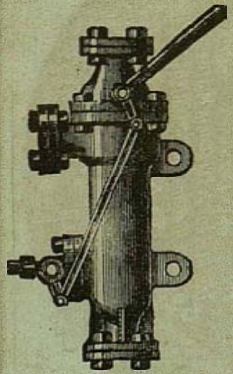
J.L.V.
BIBLIOTECA
N-311

KOERTING FRÈRES

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS

76 MÉDAILLES en OR, VERMEIL et ARGENT. — 172 000 Applications. — Médailles d'Or à l'Exposition universelle de 1889 (Moteurs à gaz)

PARIS — 20, rue de La Chapelle, 20 — PARIS



APPAREILS A JET. PULSOMÈTRES. APPAREILS DE CHAUFFAGE

INJECTEURS UNIVERSELS

BREVETÉS S. G. D. G.

De toutes grandeurs, prenant l'eau dans la bâche d'alimentation à 70° C., etc.; aspirant jusqu'à 7 m. de l'eau froide.

Grande économie. — Introduction de l'eau dans les générateurs à plus de 100°. — 40 000 applications.

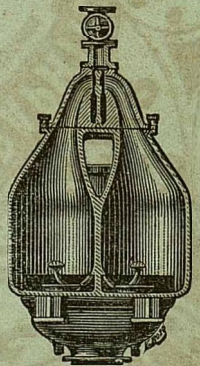
PULSOMÈTRES

SYSTÈME KOERTING

40 0/0 d'économie de vapeur. Pour tous débits jusqu'à 10 000 litres par minute.

Remplaçant avantageusement tout système de pompes.

LES SEULS VRAIMENT PRATIQUES



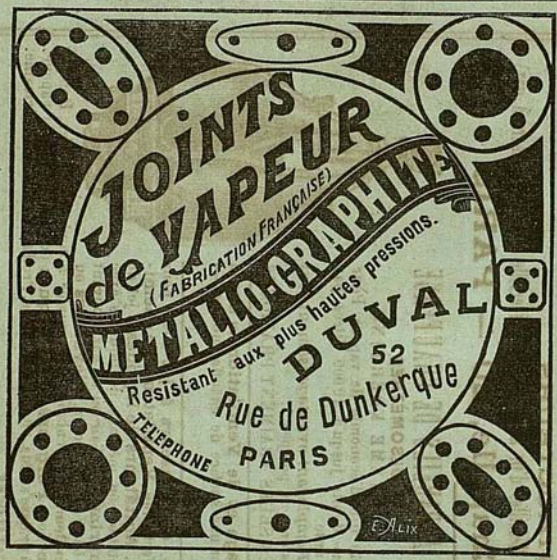
Installations complètes de Chauffage et de Ventilation au moyen de tuyaux et éléments à ailettes développant une surface de chauffe énorme. — Entreprise à forfait.

Moteurs à gaz, système perfectionné. **Condenseurs à jet** d'eau pour machines à vapeur et bateaux, système perfectionné. **Ventilateurs de cheminées**, en fer, plomb, etc., pour tous usages. **Agitateurs de liquides** à jet de vapeur pour l'épuration des eaux d'alimentation ou mélange de liquides avec produits chimiques. **Aspirateurs et Comprimeurs** d'air ou de gaz, pouvant faire un vide ou une compression de 66 ou 68 c/m de mercure. **Elévateurs** ou pompes à jet de vapeur. **Pompes de cale. Pompes à incendie.** Elévateurs de circulation pour cuvier à couler les étoffes. Pompes pneumatiques pour laboratoires. Valves pour eau et vapeur, 32 800 en fonction. **Purgeurs automatiques** pour conduites de vapeur. Appareils spéciaux pour usines à gaz et sucreries. Graisseurs automatiques à graisse solide, 90 0/0 d'économie. Produits d'amiante américaine.

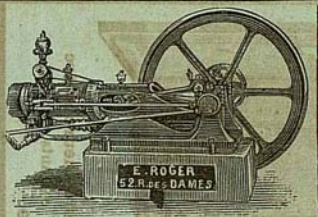
ENVOI FRANCO DU CATALOGUE

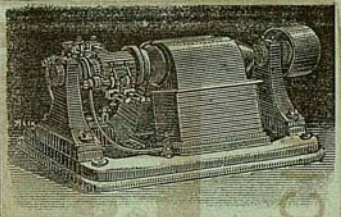
PLANS, DEVIS, RENSEIGNEMENTS ET PROSPECTUS GRATIS ET FRANCO SUR DEMANDE

La Maison accepte des Agents pour toutes les contrées de la France.


JOINTS
de VAPEUR
(FABRICATION FRANÇAISE)
MÉTALLO-GRAPHITE
Resistant aux plus hautes pressions.
DUVAL
52
Rue de Dunkerque
TÉLÉPHONE
PARIS
E. ALIX


GARNITURES MÉTALLIQUES
en fils fins de Cuivre, jaune blanchi (Tuca)
POUR
PRESSE-ETOUPES & PISTONS
DE
MACHINES A VAPEUR
DUVAL
BREVETÉ S.G.D.G.
Fournisseur de l'Etat de la Marine
et des Grandes Administrations
PARIS
52, Rue de Dunkerque 52
TÉLÉPHONE
TÉLÉPHONE
E. ALIX





MOTEUR HORIZONTAL

A GAZ ET AU PÉTROLE

syst. **BENZ**, brev. s. g. d. g.

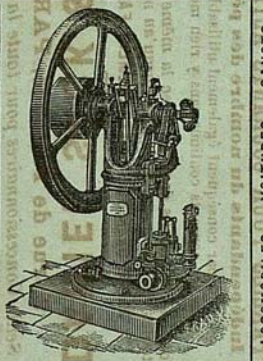
A COMPRESSION, A DEUX TEMPS, SANS TIROIRS

Force de 1 à 100 chevaux

Marche régulière. Le seul garantissant une lumière fixe avec un seul cylindre.

Plans et Devis gratuits.

MOTEUR VERTICAL à Gaz et au Pétrole s'allumant par incandescence.



LOCOMOBILES — VOITURES — CANOTS

Force de 1/3 à 8 chevaux

Force	1/2 ch.	1 ch.	2 ch.	4 ch.	8 ch.
Prix	1.100	1.400	2.000	3.000	4 500
Poids	450	550	600	900	1.450
Haut.	1.15	1.33	1.46	1.82	2.25
Larg.	0.70	0.82	0.85	1.00	1.35

Dépense moyenne: Gaz **730** l. par ch.-h.
— — Huile **1/2 à 1** cent.

Régularité parfaite

MACHINE-DYNAMO

ET

MOTEURS ÉLECTRIQUES

syst. LAVO, brev. s. g. d. g.

Rendement supérieur 85 à 94 p. 0/0
Balais sans étincelle, indéréglables

PETIT ENCOMBREMENT

LUMIÈRE ÉLECTRIQUE

Transport de force

Types de 250 à 100 000 watts

Watts	1.000	8.000	12.000	100.000
Prix	450	1.600	2.200	13.250
Poids	80	460	625	3.200
Cube*	0.23	0.26	0.30	1.30
Tours	2.000	1.400	1.300	350
Vitesse courroie	8.35	9.80	13.40	14.00

MOTEUR ET DYNAMO COMBINÉS

Nouvelle **Lampe à arc** universelle.

NOUVELLE LAMPE A INCANDESCENCE de tous voltages et intensités.



PRIX : 2 fr. 25 à 3 fr. suivant quantité.

E. ROGER,

Ingénieur
52, rue des Dames, PARIS

EXP. UNIV. 1889
MÉDAILLE D'ARGENT
TÉLÉPHONE

21 Médailles,
or, vermeil, argent et bronze
à diverses Expositions.

VENTE ET LOCATION

COMPTEURS D'ÉLECTRICITÉ

Brevet du Profr Dr H. ARON

APPAREILS

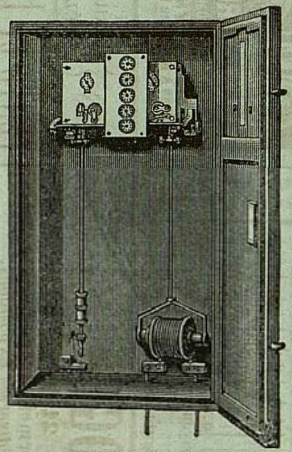
POUR DÉTERMINER LA CONSOMMATION

des Abonnés des Stations Centrales d'Electricité.

Le premier Système mécanique universellement adopté

EN USAGE DEPUIS SIX ANS

Plus de 15000 Compteurs vendus



Hectowatts-heure-mètre
pour courants continus et alternatifs

APPAREILS POUR COURANTS CONTINUS

Systèmes à deux, à trois et à cinq conducteurs.

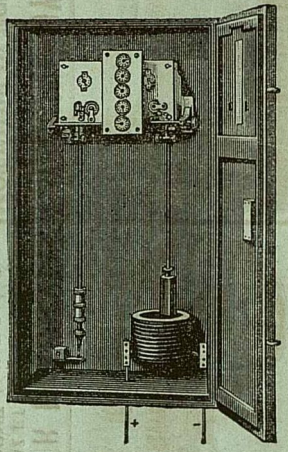
APPAREILS POUR COURANTS ALTERNATIFS

Indépendants du nombre des périodes

et par conséquent également utilisables
pour les courants continus sans y rien modifier.

Tous les appareils donnent avec la même exactitude toutes les mesures depuis zéro jusqu'au maximum.

PERTE DE TENSION EXTRÊMEMENT FAIBLE



Ampères-heure-mètre
pour courants continus

DANIEL SACK & Cie

9, rue de Florence, PARIS

Seuls Concessionnaires pour toute la France.

Renseignements et Tarifs franco sur demande.

GRAISSEURS A COMPRESSION

Brevetés s. g. d. g.

Emploi universel

Économie



Graissage parfait

Propreté

GRAISSES CONSISTANTES

Exiger la Marque : W & C°

NOUVEAU GRAISSEUR

„AUTOMATE"

Breveté s. g. d. g.

GRAISSAGE AUTOMATIQUE

Demander Prospectus et Échantillon

DE LA

NOUVELLE COURROIE

„BALATA"

Dépôt exclusif

WANNER & C°, 19, quai Valmy, 19, PARIS

TÉLÉPHONE — MAISON FONDÉE EN 1860 — TÉLÉPHONE

SPÉCIALITÉ D'APPAREILS DE GRAISSAGE

ROBINETS — MASTIC AU MINIUM

BREVETÉS S. G. D. G.

MÉDAILLE D'ARGENT, EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1889

R. HENRY

CONSTRUCTEUR-MÉCANICIEN

USINE A VAPEUR ET BUREAUX

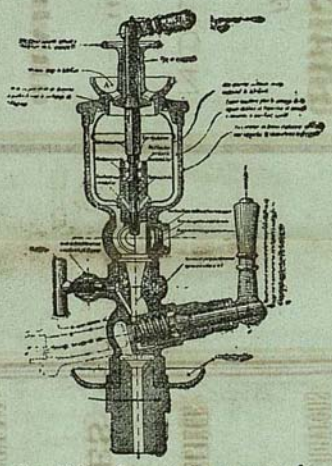
Paris — 117, Boulevard de La Villette, 117 — Paris

Pour paliers



SYSTÈME J. HOCHGESAND

Pour tiroirs et cylindres de toutes machines.



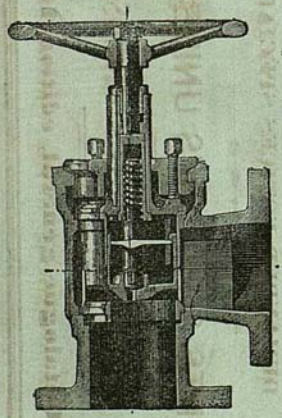
Suivant les cas de montage ces graisseurs se font avec diverses formes de robinets.

Pour têtes de bielles



BREVETÉ S. G. D. G.

La Maison se charge de l'étude et de toute installation de graissage.



Robinet à soupape équilibrée pour vapeur et eau

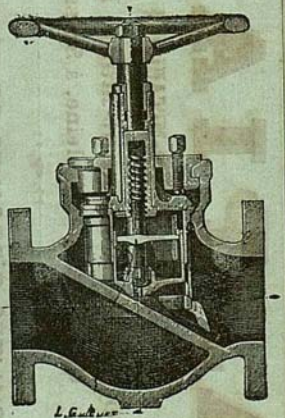
Système J. HOCHGESAND, breveté s. g. d. g.

Ce robinet se fait avec corps, bouchon et volant en fonte et toutes les pièces intérieures en bronze, de qualité supérieure.

Il se recommande spécialement pour la Marine et toutes les installations où l'on cherche par tous les moyens d'éviter un arrêt dans le service, vu que :

Sa construction permet de visiter, réparer et même remplacer ses pièces intérieures, sans démonter le corps du robinet.

Sa fabrication, au moyen d'outils spéciaux et d'après gabarits, assure une uniformité de dimensions et permet de fournir des pièces de rechange.



Sur demande
on envoie les prospectus complets.

A. PIAT

CONSTRUCTEUR-MÉCANICIEN

85, 87, 94, rue Saint-Maur, PARIS

Usine de la Magdeleine, à Soissons

SPÉCIALITÉS D'ORGANES DE TRANSMISSION

Installations d'Usines

Engrenages droits ou d'angle et à dentures à Chevrons

Paliers, Poulies, Arbres, etc.

EMBRAYAGE A FRICTION système **DELIÈGE**

Breveté S. G. D. G.

RIVEUSES HYDRAULIQUES

à main, au moteur et mues par l'électricité

POMPES NOUVELLES A COURANT CONTINU

Brevet **BAILLET & AUDEMAR**

DEMANDER NOTICES SPÉCIALES

JOINTS & POULIES UNIVERSELS

MACHINES-OUTILS DIVERSES

Catalogue général, édition 1887

COMPAGNIE PARISIENNE

D'INSTALLATIONS CENTRALES DE CHAUFFAGE & D'ÉLECTRICITÉ

Société en commandite par actions au capital de 600 000 francs

MONNOT & Cie

INGÉNIEURS-CONSTRUCTEURS brevetés s. g. d. g.

47, avenue de La Bourdonnais, 47, à Paris

ATELIERS ET FONDERIES A SIGNY-LE-PETIT (Ardennes)

CHAUFFAGE, VENTILATION & ÉCLAIRAGE ÉLECTRIQUE

DES ÉTABLISSEMENTS PUBLICS ET PRIVÉS

CHAUFFAGE AUTOMATIQUE PAR LA VAPEUR A BASSE PRESSION

SPÉCIAL POUR MAISONS D'HABITATION ET HÔTELS PARTICULIERS

ÉCLAIRAGE AUTOMATIQUE PAR L'ÉLECTRICITÉ

Fonctionnement sûr et régulier sans mécanicien



MACHINES-DYNAMO

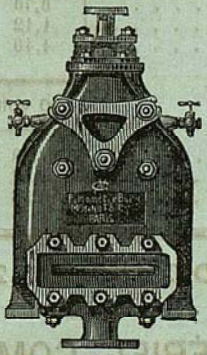
ET

Régulateurs à arc

(Système Monnot et Cie)

LAMPES A INCANDESCENCE





PULSOMÈTRES

Brevetés s. g. d. g.

PURGEURS AUTOMATIQUES

Brevetés s. g. d. g.

INJECTEURS AUTOMATIQUES

Brevetés s. g. d. g.

APPAREILS A JET

DE VAPEUR, D'AIR OU D'EAU

FONDERIE DE FONTE MALLÉABLE & D'ACIER COULÉ

Tuyaux et Poëles à ailettes



Les Renseignements, Projets et Devis sont fournis gratuitement.

LAMPES "KHOTINSKY"

Daniel AUGÉ

81, rue d'Amsterdam

PARIS

Les **Lampes "de Khotinsky"** se fabriquent couramment d'après les étalonnages suivants, qui sont les plus demandés :

50, 65, 70, 75, 100, 110, 120, 130 et 225 volts.

Leur consommation courante est de 3 1/4 à 3 1/2 watts par bougie ; elle est indiquée dans le tableau ci-dessous :

Consommation en Ampères

des Lampes à incandescence **"de KHOTINSKY"**

Type courant (3 1/2 watts par bougie)

	50 volts	70 volts	100 volts
10 bougies	0,70	0,50	0,35
16 bougies	1,12	0,80	0,56
20 bougies	1,40	1 »	0,70
	120 volts	**150 volts**	**200 volts**
10 bougies	0,29	0,23	0,17
16 bougies	0,47	0,37	0,27
20 bougies	0,58	0,46	0,34

LAMPES DE 150 ET 200 VOLTS

MATÉRIEL COMPLET

POUR

INSTALLATIONS DE LUMIÈRE ÉLECTRIQUE

DYNAMOS, RÉGULATEURS, CHARBONS A LUMIÈRE
BALAIS POUR DYNAMOS
COMPTEURS POUR COURANTS CONTINUS
COMPTEURS POUR COURANTS ALTERNATIFS, APPAREILLAGE
COUPE-CIRCUIT, COMMUTATEURS, Etc., Etc.

GARNITURE MÉTALLIQUE SCIENTIFIQUE

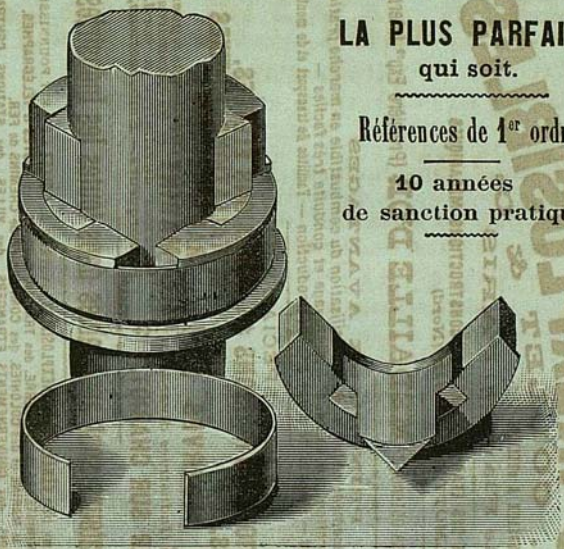
" TRIPP "

BREVETÉE S. G. D. G.

LA PLUS PARFAITE
qui soit.

Références de 1er ordre.

10 années
de sanction pratique.



DOCKS DE LA MARINE DES ÉTATS-UNIS — DÉPt TECHNIQUE

Boston, 3 décembre 1889.

. . . . . « . . . Elle n'a demandé aucune espèce de soins une fois « placée. Elle n'a aucun jeu et s'adapte automatiquement aux mouvements irréguliers « de la tige. Son élasticité empêche toute friction inutile. Elle n'exige aucun graissage « et tient la tige parfaitement polie. Après cinq mois de service, nous l'avons trouvée « dans le même état qu'au moment de la pose.

« Nous constatons les qualités qui précèdent et n'*avons aucun défaut à signaler*. « Nous en recommandons par conséquent l'achat et l'emploi.

« E. D. ROBIE, Ingénieur en chef de la marine de l'État »

COMPAGNIE DES EAUX DE NEW BEDFORD

New Bedford, 3 février 1889.

« En mon pouvoir votre honorée du 1er courant. Nous avons **16** Garnitures *Tripp* « en service ; sept contre pression d'eau et neuf contre vapeur ; nos deux plus anciennes « machines l'ont depuis 3 ans. Nous ne voulons pas passer en revue les différents « systèmes de garnitures métalliques, mais notre expérience nous fera donner la pré- « férence au modèle *Tripp* dans toute nouvelle application.

« R. C. P. COGGSHALL, Ingénieur-Directeur. »

A.-H. CROIZIER, AGENT GÉNÉRAL

PARIS — 75, avenue Ledru-Rollin, 75 — PARIS

3 Diplômes D'HONNEUR

SOCIETE ANONYME DES

3 Diplômes D'HONNEUR

GÉNÉRATEURS INEXPLOSIBLES

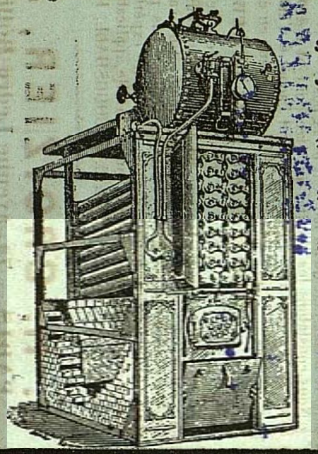
Système : A. COLLET & Cie

BUREAUX & ATELIERS :

125, Rue de Flandre, PARIS

Constructeur privilégié : SOCIÉTÉ ANONYME DES ÉTABLISSEMENTS DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES
CARION-DELMOTTE, à ANZIN (Nord)

Exposition Universelle de 1889 Récompense obtenue : **MEDAILLE D'OR** (Première Expon Internle)



PRINCIPAUX AVANTAGES

Sécurité — Emplacement réduit — Bonne utilisation du combustible en marche pratique — Entretien peu couteux — Nettoyage et conduite très faciles — Joints métalliques — Possibilité d'une grande production — Facilités de transport et de montage.

TYPES SPECIAUX POUR :

1°. **INSTALLATIONS EN MAISONS HABITÉES.**
2°. **GRANDES RÉSERVES DE CHALEUR** *(Industries diverses.)*
3°. **SE MONTER SUR CHARIOT.**
4°. **PRESSIONS ÉLEVÉES.**
5°. **INSTALLATIONS MI-FIXES ET TRANSPORTABLES.**
6°. **LA MARINE** *(Bâtiments de guerre et de commerce. — Services auxiliaires a bord. — Remorqueurs. — Embarcations,* etc.

Ces Générateurs sont applicables dans toutes les Industries

LA SOCIÉTÉ ANONYME DES GÉNÉRATEURS INEXPLOSIBLES, SYSTÈME A. COLLET & Cie, EST FOURNISSEUR de l'ÉTAT, des MINISTÈRES de la GUERRE, des TRAVAUX PUBLICS, des POSTES & TÉLÉGRAPHES, de la MARINE et des COLONIES, des COMPAGNIES de CHEMINS de FER, de la VILLE DE PARIS, des GOUVERNEMENTS ÉTRANGERS, des VILLES, des STATIONS CENTRALES d'ELECTRICITÉ, etc., et elle a des APPLICATIONS DANS TOUTES LES INDUSTRIES.

Des devis complets sont établis sur demande sans aucun aléa pour le Client, qui est prié de bien désigner *autant que possible*, la quantité de vapeur nécessaire par heure *pour son installation projetée*

AIDE-MÉMOIRE DE L'INGÉNIEUR

J.L.V.
BIBLIOTECA
N-371

«BIBLIOTECA»
F.C.V.

L'INGÉNIEUR

DE

VADE-MECUM

TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES

PREMIÈRE PARTIE

MATHÉMATIQUES

I. *Tables.*

Pages.

A. Table des puissances, racines, logarithmes vulgaires (ou de Briggs), valeurs réciproques, circonférences et surfaces des cercles 1
B. Logarithmes naturels 23
C. Tables trigonométriques 24
D. Tableau des valeurs de quelques grandeurs ou expressions usuelles. 28
E. Vitesse angulaire (ω) en fonction du nombre de tours (n) par minute 29
F. Tableau des longueurs d'arcs, flèches et cordes et surfaces de segments pour le rayon $r = 1$ et l'angle au centre φ en degrés. 30
G. Remarques relatives aux tables précédentes 32

II. *Analyse élémentaire.*

A. Puissances, racines, logarithmes. . . . . .
a. Puissances 33
b. Racines. 34
c. Logarithmes. 34
B. Fractions continues 35
C. Séries 35
a. Progressions arithmétiques 35
b. Séries arithmétiques d'un ordre supérieur. . . . 36
c. Progressions géométriques 36
d. Sommes de quelques séries spéciales. 37
e. Séries exponentielles et logarithmiques. 37
f. Séries goniométriques et cyclométriques 38
D. Nombres complexes; relations entre quantités imaginaires. 38
E. Intérêts composés, rentes et annuités 39

III. *Goniométrie et Trigonométrie.* Pages.

A. Formules goniométriques. 40
a. Formules fondamentales 41
b. Fonctions exprimées au moyen d'autres fonctions. 41
c. Relations dans lesquelles entrent deux angles . . 41
d. Formules où n'entre qu'un seul angle 42
e. Puissances du sinus et du cosinus. 43
f. Relations entre les lignes trigonométriques de 3 angles dont la somme = 180°. 43
g. Relations entre les arcs des différentes fonctions. . 44
B. Résolution des triangles rectilignes 44
C. Polygones réguliers 47
D. Formules pour la résolution des triangles sphériques. . . 47
Analogies de Neper. 48
Formules de Gauss. 48

IV. *Algèbre.*

A. Déterminants 49
B. Équations d'un degré inférieur. 50
a. Équations du premier degré. 50
b. Équations du deuxième degré 51
c. Équations du troisième degré. 51
d. Équations du quatrième degré 52
C. Méthodes approximatives pour résoudre les équations d'un degré supérieur au quatrième ainsi que les équations transcendantes 52
a. Méthode de Newton. 52
b. Formule d'interpolation de Lagrange. 53

V. *Calcul différentiel.*

A. Formules différentielles. 54
B. Séries de Taylor et de Maclaurin 55
C. Détermination des valeurs qui apparaissent sous une forme indéterminée. 56
D. Maxima et minima 56
E. Décomposition des fractions rationnelles en fractions simples. 57
F. Méthode des moindres carrés 59
G. Formules intégrales. 61
H. Équations différentielles 69
a. Équations différentielles du premier ordre. . . . 69
b. Équations différentielles du second ordre. . . . 71
c. Équations différentielles du n^{me} ordre. 72

VI. *Géométrie analytique.* Pages.

A. Du point, de la ligne, du plan 73
B. Transformation des coordonnées 77
C. Courbes planes. 78
a. Théorèmes généraux. 78
b. Sections coniques. 84
α. Cercle 85
β. Ellipse et hyperbole. 85
γ. Parabole 91
c. Cycloïde 94
d. Épicycloïde et hypocycloïde 94
e. Développante du cercle. 96
f. Spirale d'Archimède. 98
g. Spirale hyperbolique. 98
h. Spirale logarithmique 99
i. Chaînette. 99
k. Tractoire d'Huyghens (courbe d'antifriction . . . 101
D. Courbes à double courbure 102
a. Théorèmes généraux 102
b. Hélice 103
E. Surfaces courbes 104
a. Théorèmes généraux. 104
b. Surfaces du second degré 105
c. Surfaces de révolution 107

VII. *Géométrie cinématique plane.* 108

VIII. *Stéréométrie.*

A. Volumes, surfaces, voûtes 112
B. Théorèmes de Guldin 115
C. Règle de Simpson 115

IX. *Projection axonométrique* 116

SECONDE PARTIE

MÉCANIQUE

I. *Géostatique.*

A. Composition et décomposition des forces 119
a. Forces agissant sur un point matériel 119
b. Forces appliquées à un système libre de points matériels reliés entre eux d'une manière invariable. 120

Pages.

B. Conditions d'équilibre 123
a. Conditions d'équilibre d'un système libre de points matériels reliés entre eux d'un manière invariable . 123
b. Conditions d'équilibre d'un système de points matériels reliés entre eux d'une manière invariable, lorsque ce système est assujetti à certaines conditions 123
c. Conditions d'équilibre d'un système quelconque de points 125
C. Principe des vitesses virtuelles 125
D. Du centre de gravité 126
a. Centre de gravité des lignes. 127
b. Centre de gravité des surfaces 128
c. Centre de gravité des corps 131
E. Frottement 132
a. Frottement de glissement. 132
b. Frottement des tourillons et des pivots. 135
c. Résistance au roulement 139
d. Frottement des cordes et des chaînes 140
e. Raideur des cordes et chaînes 140
f. Frottement des dents d'engrenages 141
F. Théorie des machines simples 142
a. Levier. 142
b. Poulie 142
c. Plan incliné. 144
d. Coin 145
e. Vis 146

II. *Géodynamique.*

A. Définitions. Mesures des forces 148
B. Lois du mouvement. 149
I. Mouvement d'un point. 149
a. Mouvement rectiligne. 149
b. Mouvement curviligne 153
II. Mouvement d'un corps. 162
a. Rotation d'un corps autour d'un axe fixe. . . 162
b. Mouvement libre d'un corps rigide 168
III. Mouvement d'un système de masses. 168
Pilotage ou battage des pieux. 173

III. *Hydrostatique.*

a. Équations fondamentales 174
b. Pression hydrostatique. 174
c. Poussée 176

IV. *Hydrodynamique.* Pages.

a. Équations fondamentales 176
b. Vitesse d'écoulement et débit théoriques d'un liquide, la pression restant constante. 177
c. Débit et vitesse d'écoulement effectifs, la pression restant constante 179
d. Déversoirs et écoulement de l'eau sur barrages et entre piliers 185
e. Écoulement de l'eau sous pression décroissante. . 187
f. Mouvement de l'eau dans les conduites fermées (tuyaux) 189
g. Élévation des jets d'eau 198
h. Mouvement de l'eau dans les canaux et rivières. . 201
i. Choc de l'eau ou pression d'un jet contre surface ou paroi 208
k. Choc ou pression de l'eau illimitée sur les corps fixes et flottants 209

V. *Aérostatique.*

a. Équations fondamentales 210
b. Loi de Mariotte et de Gay-Lussac 210
c. Loi de Dalton 212

VI. *Aérodynamique.*

a. Écoulement des gaz dits permanents, par l'orifice d'un vase 213
b. Écoulement de l'air pour les pressions effectives de 0 à 1,4 atmosphère 214
c. Mouvement de l'air dans les conduites de tuyaux. . 216
d. Écoulement de la vapeur d'eau saturée par l'orifice d'un vase. 217
e. Force motrice du vent 220

TROISIÈME PARTIE

CHALEUR.

I. *Formules générales et tables.*

a. Mesures et mesurage de la chaleur 223
b. Dilatation des corps par la chaleur 225
c. Températures de fusion de différentes substances . 227
d. Températures d'ébullition 227

Pages.

e. Pouvoir conducteur de quelques métaux 228
f. Chaleur spécifique 228
g. Température des mélanges. Chaleur de liquéfaction ou de fusion de la glace. Chaleur latente et condensation de la vapeur d'eau. Émission et transmission de la chaleur 229
h. Tension spécifique, poids et volume de la vapeur d'eau 234

II. *Théorie mécanique de la chaleur.*

a. Théorie générale 235
b. Application aux gaz dits permanents 237
c. Application à la vapeur d'eau. 238

QUATRIÈME PARTIE

RESISTANCE DES MATÉRIAUX

I. *Lois générales ; valeurs et théorèmes donnés par expériences* 245

II. *Résistance des matériaux à l'extension et à la compression.* 252

III. *Résistance des matériaux à la rupture par compression (ou écrasement par flexion ou flambage)* 262

IV. *Résistance des matériaux au cisaillement* 265

V. *Résistance des matériaux à la flexion.* 266

1. Définitions et lois générales 266
2. Formules pour cas spéciaux 268
3. Sur la meilleure utilisation de la matière dans les poutres chargées 288
4. Table des moments d'inertie et des modules de résistance des sections les plus usuelles 290
5. Tableau des poids, moments d'inertie et modules de résistance de rails de chemins de fer 296
6. Extrait des profils ordinaires des fers laminés adoptés en Allemagne par l'union des Sociétés des architectes et des ingénieurs et par l'association des ingénieurs allemands. 296
   a. Cornières à branches égales. 297
   b. Cornières à branches inégales 298
   c. Fers à T 299

Pages.

d. Fers en U 299
e. Fers à I 300
f. Fers spéciaux 301
Tableaux des fers à I pouvant être fournis par quelques maisons françaises. 301
a. Usines du Creusot 301
b. Compagnie anonyme des forges de Châtillon et Commentry 303
c. Compagnie des hauts fourneaux, forges et aciéries de la marine et des chemins de fer de Saint-Chamond 305
8. Tableau des moments d'inertie et des modules de résistance de sections annulaires 305
9. Tableau des moments d'inertie et des modules de résistance de sections circulaires, en fonction du diamètre 306
10. Tableau des modules de résistance de tôles ondulées. 307

VI. *Résistance des matériaux à la torsion* . . . 308

a. Charges ou tensions admissibles 309
b. Angle de torsion 310

VII. *Résistance des matériaux soumis à des efforts composés.* 311

a. Traction et flexion 312
b. Compression et flexion. 313
c. Traction ou compression et cisaillement. 313
d. Compression excentrée. 313
e. Flexion et torsion. 314

VIII. *Résistance des plaques* 314

IX. *Résistance des ressorts* 317

A. Ressorts de flexion 317
B. Ressorts de torsion 321

CINQUIÈME PARTIE

STATIQUE DES CONSTRUCTIONS

I. *Calcul des ponts et des combles.*

1. Détermination des moments fléchissants et des forces verticales dans les poutres reposant librement sur 2 appuis 325

Pages.

2. Forces verticales et moments fléchissants dans les poutres continues 329
3. Poutres pleines. 332
4. Poutres à demi-treillis et à treillis. Méthode des moments statiques 334
5. Poutres à demi-treillis et à treillis. Calcul analytique 336
I. Efforts dans les membrures 337
II. Efforts dans les diagonales et les verticales . . . 338
III. Poutres à treillis (diagonales et contre-diagonales). 342
IV. Cas spéciaux. Charge uniformément répartie. . 344
V. Ponts suspendus. 351
VI. Combinaison de ponts à poutres rigides et de ponts suspendus 358
VII. Ponts en arcs. 359
VIII. Dômes articulés surbaissés. . . . . .
a. Généralités 362
b. Calcul des dômes articulés 363
c. Applications. 365

II. *Poussées des terres et murs de soutènement.* . . 366

III. *Théorie des voûtes.*

1. Formules pour calculer l'épaisseur des voûtes. . . 371
2. Théorie de la courbe des centres de pression ou courbe d'appui de Schwedler. 372
3. Courbe d'appui d'une voûte pour une ligne de charge horizontale 374
4. Calcul des voûtes surbaissées pour les arches des ponts 375
5. Stabilité des culées 376

SIXIÈME PARTIE

ÉLÉMENTS DES MACHINES

I. *Assemblage des éléments de machines*

A. Colles 379
B. Mastics 379
C. Soudures. 380
D. Rivets. 381
E. Clous 387
F Vis 387

Pages.

a. Vis d'assemblage 388
b. Vis de presses et de pressoirs 390

II. *Paliers et crapaudines.* 391

A. Paliers pour arbres horizontaux 392
a. Palier d'après Reuleaux 392
b. Palier d'après Sellers 393
c. Palier de suspension à rotule de Sellers. 393
B. Crapaudines. 393

III. *Tourillons et pivots, axes ou essieux et arbres*

A. Tourillons et pivots 395
a. Tourillons frontaux 395
b. Tourillons intermédiaires. 397
c. Pivots 398
d. Tourillons cannelés 399
e. Tourillons à boulet 399
B. Axes ou essieux 400
C. Arbres de transmission 401
D. Manchons d'accouplement. 403
a. Manchons fixes. 403
b. Accouplements mobiles et articulés. 404
c. Manchons d'embrayage et de débrayage. 406

IV. *Roues*

A. Théorèmes généraux 407
B. Roues de friction. 408
C. Poulies 408
a. Calcul des courroies. 409
b. Construction des poulies 410
c. Rouleaux tendeurs ou de tension 411
d. Règles pour l'installation des poulies. 412
e. Installation des courroies de transmission en Amérique. 412
f. Cônes étagés ou cônes de vitesse 413
g. Transmission par cordes ou câbles en chanvre . . 415
D. Transmission par câbles métalliques. 416
a. Transmission horizontale 416
b. Transmission inclinée 419
E. Roues dentées. 420
a. Dentures des roues droites 420
b. Calcul des roues droites ou cylindriques 426
c. Roues d'angle ou roues coniques 429
d. Moyeux venus de fonte avec les bras et moyeux à bras rapportés 430

IV. *Machines à vapeur.* Pages.

A. Chaudières 504
a. Notations. 505
b. Calcul de la surface de chauffe des chaudières . . 506
c. Rendement et dimensions pour un travail déterminé. 507
d. Foyers des chaudières 508
e. Proportions des différentes parties des chaudières . 511
f. Garnitures des chaudières 513
B. Calcul des machines à vapeur (à manivelles) 515
a. Machines à vapeur à double effet 515
b. Vitesse du piston 530
c. Condensation et alimentation. 531
d. Conduites de vapeur. 532
e. Distribution 533
α. Distribution à un seul tiroir 534
β. Distribution par coulisse de Stephenson . . 536
γ. Distribution par coulisse de Gooch 537
δ. Distribution par coulisse d'Allan 538
ε. Distribution à 2 tiroirs 539
f. Recherches au moyen de l'indicateur. 541

V. *Machines à air de Lehmann* 545

VI. *Moteurs à gaz d'Otto* 547

HUITIÈME PARTIE

ARCHITECTURE NAVALE

I. *Construction des vaisseaux.*

A. Détermination du déplacement. 549
B. Détermination des dimensions principales. 552
C. Construction de l'échelle du déplacement ou « déplacements scala ». 555
D. Calcul du déplacement, du centre de gravité du déplacement et du métacentre 556
E. Mesurage du port ou tonnage des bâtiments. 560
a. Méthode anglaise 560
b. Méthodes allemandes 562

II. *Bâtiments à voiles* 566

A. Données pour l'exécution du dessin des voiles 566

Pages.
B. Disposition des mâts 569
C. Tableau donnant les longueurs des mâts et vergues pour bateaux de toutes les espèces (d'après Fincham) 570
D. Diamètre maximum des mâts et des vergues. 573
E. Rapport du plus petit diamètre au plus grand 574
F. Hunes et chouquets 576
G. Données pour l'exécution du tracé des voiles, pour la position et les dimensions des mâts et vergues d'après le « Memoriaal van de Marine ». 576

III. *Machines de bateaux et propulseurs.*

A. Résistances à la marche des bateaux et puissances en chevaux indiqués 585
B. Roues à palettes ou à aubes 588
C. Hélices 590
D. Machines de bateaux 591

IV. *Mesures de la vitesse.* 603

V. *Parcours de garantie ou marche d'essai* . . . 603

NEUVIÈME PARTIE

CHEMINS DE FER

A. Construction des chemins de fer 605
Remarques préliminaires 605
A*a*. Travaux préliminaires. 606
I. Marche des affaires 606
II. Traits essentiels concernant les travaux préliminaires. 607
1. Principe 607
2. Résistances et longueurs des trains 607
3. Pente la plus convenable 611
4. Pentes rationnelles et non nuisibles 612
5. Frais d'exploitation et longueur virtuelle 612
III. Renseignements généraux concernant la voie . . . 614
IV. Exécution des travaux préliminaires 617
a. Succession des travaux. . . . . »
α. Travaux préliminaires généraux . . . . . »
β. Travaux préliminaires spéciaux 618
b. Méthodes d'exécution 619
α. Travaux géométriques. . . . . »
β. Travaux d'études du projet 624
γ. Établissement du plan d'exécution 629

Pages.

Ab. *Construction de la voie* 630
I. Infrastructure ou travaux de terrassement 630
1. Corps de la voie 630
2. Exécution des terrassements 640
II. Clôtures, protection contre la neige, passages à niveau. 647
1. Clôtures 647
2. Protection contre les envahissements de la neige . 648
3. Passages à niveau 648
III. Superstructure ou établissement de la voie. 649
a. Position de la voie 649
1. Position des rails en plan. 649
2. Position des rails en élévation 650
3. Courbes de transition ou de raccordement . 652
b. Construction de la voie. 654
1. Rails 654
2. Supports et modes de fixation des rails . . 658
3. Ballast. 664
IV. Changements, croisements et traversées de voies . . 665
a. Construction. 665
b. Dispositions géométriques des changements de voies 668
c. Éléments (suivant lignes axiales) des changements les plus usités. 670
d. Emploi des lignes axiales pour embranchements sur courbes 673
V. Plaques tournantes et chariots transporteurs 676
a. Construction des plaques tournantes. 676
b. Disposition géométrique des voies sur plaques tournantes. 678
c. Construction des chariots transporteurs. 681
Ac. Dispositions générales pour l'installation des gares . . . 683
1. Formes principales des gares et application de ces formes 683
2. Tracé et étendue des gares 685
3. Distances entre les voies et trottoirs 686
4. Disposition et réunion des voies 687
5. Bâtiments et autres installations 688
B. Matériel roulant 692
I. Locomotives . . . . . »
II. Wagons 712
C. Exploitation des chemins de fer. 730

DIXIÈME PARTIE

OPÉRATEURS

I. *Machines-outils*

Pages.

A. Machines-outils pour le travail des métaux 745
a. Poinçonneuses et cisailles 745
b. Tours 747
c. Machines à percer et à aléser 749
d. Machines à raboter 750
e. Scies à métaux 751
f. Machines à aléser 751
g. Machines à fraiser 751
B. Machines pour le travail du bois 752
a. Scieries 752
b. Machines à raboter le bois 754
c. Machines à bouveter pour poutres et planches . . 755
d. Machines à fraiser et à tenons 755
e. Machines à copier 755
f. Machines à percer 755
g. Machines à mortaiser 755

II. *Machines élévatoires pour corps solides et liquides* . . 756

A. Pompes 756
a. Pompes à pistons 756
1. Pompes à simple effet 757
2. Pompes à double effet 759
3. Pompes à simple effet pour l'aspiration et à double effet pour le refoulement 760
b. Pompes centrifuges 762
B. Ventilateurs et exhausteurs 765
1. D'après Fink 765
a. Ventilateurs soufflants 765
b. Exhausteurs ou ventilateurs aspirants (aspirateurs). 766
c. Ventilateurs ordinaires 767
2. D'après Rittinger 768
Ventilateurs ou machines soufflantes de Root (d'après Hartig) 770
C. Pulsomètres 771
D. Bateaux Cochaux (cure-môle) ou bateaux dragueurs . . . 774

ONZIÈME PARTIE

TECHNOLOGIE

Pages.

I. *Moulins* 779

A. Moulins à blé 779
1. Généralités 779
2. Greniers 780
3. Nettoyage du blé 780
4. Mouture du blé. 785
5. Blutage de la boulange 793
6. Nettoyage des gruaux 795
7. Machines auxiliaires 796
8. Tournant (meule) d'un moulin pour monder l'orge et le froment 799
9. Installation des moulins 800
B. Moulins à huile. 800
1. Généralités 800
2. Cylindres nettoyeurs. 801
3. Cylindres comprimeurs. 801
4. Broyeurs à meules verticales. 801
5. Chauffoirs. 802
6. Presses. 803
C. Moulins à tan 804
D. Moulins à trass et à plâtre 804
E. Moulins à os 805

II. *Industrie textile* 805

A. Industrie linière 805
a. Rouissage 806
b. Macquage ou broyage, treillage et peignage . . . 806
c. Filage du lin. 807
d. Filage des étoupes 809
e. Blanchiment des toiles. 811
f. Apprêts 812
B. Industrie cotonnière. 812
a. Machines préparatoires. 812
b. Filage du coton. 813
c. Tissage 820
d. Blanchiment. 821
C. Industrie lainière. 822
a. Filage de la laine longue ou à peigner 822
b. Filage des laines cardées 831

Pages.

c. Dévidage et titrage ou numérotage 839
d. Tissage des draps. (Numérotage métrique). . . . 840
D. Teinture et impression des tissus. 844
a. Généralités 844
b. Teinture du coton 844
c. Teinture de la laine. 845
d. Impression des tissus 847

III. *Fabrication du papier* 847

a. Fabrication du papier au moyen de chiffons . . . 847
b. Fabrication au moyen de substances ligneuses . . 852
c. Fabrication du papier de paille. 854

IV. *Technologie des métiers agricoles* 854

A. Fabrication de la bière. 854
a. Préparation du malt. 855
b. Extraction du moût 857
c. Fermentation 858
B. Distillation 860
a. Préliminaires 860
b. Distillation proprement dite 862
C. Fabrication du sucre 864

V. *Fabrication du gaz d'éclairage.* 871

a. Charbons employés pour la fabrication du gaz d'éclairage; leurs rendements. 871
b. Distillation 874
c. Condensation 877
d. Extracteurs ou aspirateurs. 878
e. Épurateurs 878
f. Gazomètres 880
g. Conduites. 881
h. Becs et consommation 887

DOUZIÈME PARTIE

MÉTALLURGIE DU FER

I. *Matériaux réfractaires* 891

II. *Combustibles.* 892

III. *Carbonisation de la houille.* 897

IV. *Fabrication de la fonte brute.* 899

Pages.

a. Minerais de fer. 899
b. Grillage ou calcination des minerais 899
c. Concassage, broyage ou réduction des minerais en petits morceaux. 900
d. Mélange des minerais avec les fondants ou lits de fusion 901
e. Hauts fourneaux 902
f. Buses ou tuyaux porte-vent 908
g. Régulateurs 909
h. Élévateurs pour gueulards 909
i. Appareils à air chaud ou réchauffeurs 910
j. Appareils pour prendre les gaz des hauts fourneaux. 912
k. Machines soufflantes. 914
l. Ventilateurs. 920
m. Fonderies de fer 921

V. *Transformations du fer.* 925

a. Fours ou fourneaux à puddler 925
b. Décarburation de la fonte par le procédé Bessemer ou acier Bessemer. 927
c. Acier Thomas 932
d. Décarburation du fer dans les fours à reverbères . 934
e. Acier fondu au creuset. 936
f. Acier de cémentation. 937
g. Fonte malléable 938
h. Fours ou fourneaux à réchauffer ou à souder le fer. 939
i. Appareils cinglards ou cingleurs. 942
1. Marteaux à manche. 942
2. Marteaux à vapeur ou marteaux-pilons . . . 942
3. Machines à cingler ou à maquer (squeezers). 947
k. Laminoirs. 947

TREIZIÈME PARTIE

CONSTRUCTIONS CIVILES

1. *Production en travail.* 953

a. Transport. 953
b. Extraction de l'eau. 954
c. Travail d'un maçon. 955

II. *Matériaux de construction.* Pages.

A. Principaux matériaux de construction. 955
a. Roches et terres naturelles. 955
b. Pierres artificielles. 961
c. Bois. 964
d. Métaux. 973
B. Matériaux de liaison et mortiers. 978
a. Chaux et ciments. 978
b. Différentes espèces de mortiers. 981
c. Mastics ou luts. 982
d. Asphaltes. 984
C. Matériaux accessoires. 984

III. *Fondations des bâtiments.*

a. Principes. 987
b. Examen du terrain à bâtir. 987
c. Fondations sur terrains pouvant porter. 988
d. Enceintes des fossés de fondation. 989
e. Dessèchement de l'emplacement des fondations. . . 989
f. Fondations sur terrains défavorables. 990
g. Battage des pieux. 993

IV. *Maçonnerie.*

A. Épaisseur des murs. 994
B. Des différentes sortes de maçonnerie. 997
a. Maçonnerie en moellons. 997
b. Maçonnerie en pierres de taille ou maçonnerie vive. 997
c. Maçonnerie foulée, damée ou pilonnée 998
d. Maçonnerie en briques. 998
C. Baies. 999
a. Croisées 999
b. Portes. 1000
D. Voûtes. 1000
a. Construction des arcs surbaissés ou en anse de panier. 1000
b. Calcul de l'épaisseur des voûtes à nappe ou à calotte. 1001
c. Formules empiriques donnant les épaisseurs des voûtes et des pieds droits. 1002
d. Dépense en matériaux, etc. 1004
E. Pans de bois. 1006
F. Crépi et enduit. 1007
G. Couches d'isolement. 1008

V. *Toits.*

A. Charge des toits. 1009
B. Construction des combles. 1010

Pages.

a. Combles en bois 1010
b. Combles en bois et fer. 1015
c. Combles en fer. 1017
C. Couvertures des combles. 1023
a. Couvertures en terre cuite et en verre. 1023
b. Couvertures métalliques. 1027
c. Couvertures en matière bitumineuses. 1031

VI. *Travaux relatifs à l'intérieur des bâtiments.*

a. Escaliers. 1034
b. Plafonds. 1034
c. Aires. 1038
d. Garnitures des portes et croisées 1040
e. Installation des foyers et installation de chauffage . 1040
f. Ventilation 1045
g. Eclairage. 1047
h. Distribution des eaux 1048
i. Installation des cabinets d'aisance. 1049
k. Télégraphie à l'intérieur des habitations. 1049

VII. *Installations spéciales.*

A. Installations des chaudières 1050
B. Magasins. 1051
C. Hangars, remises pour outils et voitures 1052
D. Serres. 1052
E. Granges 1054
F. Écuries et étables. 1056

VIII. *Durée, âge, valeur et frais d'entretien des constructions.* 1061

a. Constructions massives en briques ou moellons . . 1062
b. Constructions en bois ou en cloisonnage (bois conifères) 1066
c. Constructions en pisé 1066

APPENDICE

TABLES, DÉCRETS ET LOIS DIVERS.

I. *Tables de poids.* 1067

A. Tables des poids des principaux matériaux de construction. 1067
a. Briques et tuiles 1067
b. Pierres naturelles, bois, gravier, terres 1068

Pages.
B. Poids des tôles. 1071
a. Table de poids des différentes tôles, plaques et feuilles métalliques 1071
b. Table des poids des feuilles de zinc laminées . . . 1071
C. Tables de poids pour tuyaux. 1072
a. Tuyaux étirés, en fer 1072
1. Tuyaux pour les eaux et le gaz 1072
2. Tuyaux Perking pour chauffage à eau chaude. 1072
3. Tuyaux pour le chauffage à la vapeur. . . . 1072
4. Tuyaux soudés, en fer (brevetés) 1073
5. Tubes de chaudières de locomotives 1075
b. Tuyaux en cuivre avec soudure 1075
c. Tuyaux en laiton 1076
d. Tuyaux en plomb. 1076
e. Tuyaux en étain avec chemise en plomb 1076
D. Table de poids de sphères en fonte de fer. 1076
E. Tables de poids de fers laminés. 1077
a. Tables de poids des fers plats 1077
b. Table de poids des fers à section carrée, hexagonale et circulaire. 1081
c. Table de poids des écrous, têtes de boulons et boulons à filet triangulaire 1082
d. Détermination des poids des boulons et rivets . . 1082
F. Table des poids concernant les fils 1083
a. Table de poids relative au fil de fer 1083
b. Table de poids relative aux fils étirés de laiton et de cuivre. 1084
c. Tableau de poids des fils télégraphiques. 1084

II. *Tables de charges.*

A. Charge des toitures 1085
a. Poids propre en kg par m^2 de la projection horizontale du toit 1085
b. Charge totale en kg par m^2 de la projection horizontale du toit 1085
B. Charge des ponts. 1086
a. Ponts de routes 1086
b. Ponts de chemins de fer 1087
C. Charge des plafonds et planchers 1091
a. Poids propres des planchers plats, avec hourdis. . 1091
b. Poids propres des planchers intermédiaires en bois 1092
c. Charge variable des planchers 1092
d. Charge totale des planchers et plafonds 1092

III. *Tables des monnaies et mesures.*

Pages.

A. Table des monnaies 1093
B. Mesures et poids des différents pays 1095
C. Tableaux de comparaison des mesures de divers pays. . . 1103
a. Pieds 1103
b. Pieds carrés 1103
c. Pieds cubes 1103
D. Tables de réduction pour les mesures métriques et anglaises. 1104
a. Tableau pour la réduction des mesures anglaises en mesures métriques 1104
b. Tableau pour la réduction des mesures métriques en mesures anglaises 1104 1104
c. Tableau pour la réduction des pouces anglais en millimètres 1105
E. Tables de comparaison de poids de différents pays . . . 1107
a. Livres 1107
b. Charges de navires 1107
F. Tables de comparaison et de réduction des mesures pour les charges spécifiques et les travaux 1107
a. Tableau de comparaison des charges spécifiques . 1107
1. Unité de poids par unité de longueur 1107
2. Unité de poids par unité de surface. 1107
3. Pression de l'atmosphère en mesures françaises, prussiennes et anglaises. 1108
b. Tableau de comparaison des chevaux-vapeur des différents pays 1108

IV. *Tables physiques et chimiques.*

A. Poids atomiques des substances principales et composition de leurs combinaisons les plus usuelles 1109
B. Tableau des densités. 1112
a. Densités de solides 1112
b. Densités de liquides. 1114
c. Poids spécifiques de gaz permanents et de vapeurs à 0° et à la pression de 760mm. 1115
C. Tableau des puissances calorifiques absolues . . . . . .
D. Tableau des pressions de vapeur pour des températures de — 2° à + 30° C 1116
E. Tableau pour vapeurs d'eau saturées (d'après Fliegner) . . 1117
F. Tableau de quelques alliages 1119
G. Tableau pour la réduction de la pression d'eau en pression de mercure 1121
H. Tableaux pour les alcools et les sucres 1121

Pages.

a. Tableau des poids spécifiques des solutions de sucre à diverses contenances 1121

b. Tableau de comparaison des degrés d'après Beaumé avec ceux du saccharimètre 1122

c. Tableau de réduction des degrés de polarisation de solutions étendues de sucre en 0/0 de sucre . . . 1123

I. Tableau de réduction des poids spécifiques de l'alcool en 0/0 de volumes de Tralles (15,56° C = 12,44° R) 1124

V. *Décrets et lois.*

Loi concernant les contraventions aux règlements sur les appareils et bateaux à vapeur (du 21 juillet 1856). 1125

Titre I. — Des contraventions relatives à la vente des appareils à vapeur 1125

Titre II. — Des contraventions relatives à l'usage des appareils à vapeur établis ailleurs que sur les bateaux . . . 1125

Titre III. — Des contraventions relatives aux bateaux à vapeur et aux appareils à vapeur placés sur ces bateaux. . 1126

Titre IV. — Dispositions générales. 1128

Décret relatif aux appareils à vapeur autres que ceux qui sont placés à bord des bateaux (du 1er mai 1880). . . . 1129

Titre I. — Mesures de sûreté relatives aux chaudières placées à demeure. 1129

Titre II. — Établissement des chaudières à vapeur placées à demeure 1132

Titre III. — Chaudières locomobiles 1134

Titre IV. — Chaudières des machines locomotives. 1134

Titre V. — Récipients 1135

Titre VI. — Dispositions générales. 1135

Table donnant la température (en degrés centigrades) de l'eau correspondant a une pression donnée (en kilogrammes effectifs). 1137

Décret relatif aux générateurs à vapeur autres que ceux qui sont placés à bord des bateaux (du 29 juin 1886). 1137

Convention internationale du 20 mars 1883 sur la protection de la propriété industrielle. 1138

Lois sur les brevets.

FRANCE. Pages.

Loi de 1844. 1140

BELGIQUE.

Loi de 1854. 1147

ANGLETERRE.

Loi de 1883. 1149

ALLEMAGNE.

Loi de 1877. 1151

AUTRICHE-HONGRIE.

Loi de 1852. 1153

ÉTATS-UNIS 1154

ALPHABET GREC

Α α	Β β	Γ γ	Δ δ	Ε ε	Ζ ζ	Η η	Θ θ
alpha,	*bêta,*	*gamma,*	*delta,*	*epsilon,*	*dzêta,*	*êta,*	*thêta,*
Ι ι	Κ κ	Λ λ	Μ μ	Ν ν	Ξ ξ	Ο ο	Π π
iota,	*kappa,*	*lamda,*	*mu,*	*nu,*	*xi,*	*omicron,*	*pi,*
Ρ ρ	Σ σ	Τ τ	Υ υ	Φ φ	Χ χ	Ψ ψ	Ω ω
rho,	*sigma,*	*tau,*	*upsilon,*	*phi,*	*chi,*	*psi,*	*oméga.*

ABRÉVIATIONS EMPLOYÉES DANS L'OUVRAGE

Pour ce qui concerne les mesures métriques, nous avons fait usage des abréviations adoptées, en 1884, par le congrès international du mètre.

Mesures de longueur

kilomètre . . . . . = *km*
mètre . . . . . = *m*
décimètre. . . . . = *dm*
centimètre . . . . . = *cm*
millimètre . . . . . = *mm*

Mesures de volume.

kilomètre cube . . . = km^3
mètre cube. . . . . = m^3
décimètre cube . . . = dm^3
centimètre cube . . . = cm^3
millimètre cube . . . = mm^3

Mesures de surface.

kilomètre carré . . . = km^2
mètre carré . . . . = m^2
décimètre carré . . . = dm^2
centimètre carré. . . = cm^2
millimètre carré . . . = mm^2

Mesures de capacité.

hectolitre . . . . . = *hl*
litre. . . . . = *l*
décilitre . . . . . = *dl*
centilitre . . . . . = *cl*

Mesures de poids.

tonne de 1000 kilogrammes. . . . . = *t*
quintal métrique de 100 kilogrammes. . . . . = *q*
kilogramme. . . . . = *kg*
décagramme. . . . . = *dkg*
gramme . . . . . = *g*
décigramme. . . . . = *dg*
centigramme . . . . . = *cg*
milligramme. . . . . = *mg*

Mesures de travail.

kilogrammètre . . . . . = *kgm*
cheval-vapeur . . . . . = ch.-vap

ln = logarithme naturel, népérien ou hyperbolique
log = logarithme vulgaire ou de Briggs
sin = sinus
cos = cosinus
tg = tangente
ctg = cotg = cotangente
séc = sécante
coséc = cosécante
°C = degré centigrade (ou degré Celsius)
°R = degré Réaumur
°F = degré Fahrenheit
°W = degré Wedgewood
°B = degré Beaumé
$\angle$ = angle
$\parallel$ = parallèle à
$\perp$ = perpendiculaire à
$\dashv$ = parallèle ou perpendiculaire
$\backsim$ = environ
Σ = somme de quantités finies semblables entre elles

$$\left(\text{Ex.: } P_1a_1 + P_2a_2 + P_3a_3 + \ldots + P_na_n = \sum_1^n Pa\right)$$

$\int$ = intégrale ou somme de quantités infiniment petites si on a une fonction $F(x, y, z \ldots)$

$\frac{dF}{dx}$ = dérivée (totale) de la fonction F par rapport à x (en considérant y et z comme des variables)

$\frac{\partial F}{\partial x}$ = dérivée (partielle) de la fonction F par rapport à x, y et z étant considérées comme des constantes.

---

p. = page ; v. p. = voir page ;
ex. = exemple ; p. ex. = par exemple ;
resp. = respectif, respective ou respectivement ;
approx. = approximatif, etc.;
approch. = approché, etc.

PREMIÈRE PARTIE

MATHÉMATIQUES

I. TABLES

A. Table des puissances, racines, logarithmes vulgaires (ou de Briggs), valeurs réciproques, circonférences et surfaces de cercles.

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173
10	100	1000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398
11	121	1331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332
12	144	1728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097
13	169	2197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732
14	196	2744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938
15	225	3375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715
16	256	4096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062
17	289	4913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980
18	324	5832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469
19	361	6859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529
20	400	8000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159
21	441	9261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361
22	484	10648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133
23	529	12167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476
24	576	13824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389
25	625	15625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874
26	676	17576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929
27	729	19683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555
28	784	21952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752
29	841	24389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520
30	900	27000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858
31	961	29791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768
32	1024	32768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248
33	1089	35937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299
34	1156	39304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920
35	1225	42875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113
36	1296	46656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88
37	1369	50653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21
38	1444	54872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11
39	1521	59319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
40	1600	64000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64
41	1681	68921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25
42	1764	74088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44
43	1849	79507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20
44	1936	85184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53
45	2025	91125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43
46	2116	97336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90
47	2209	103823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94
48	2304	110592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56
49	2401	117649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74
50	2500	125000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50
51	2601	132651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82
52	2704	140608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72
53	2809	148877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18
54	2916	157464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22
55	3025	166375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83
56	3136	175616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01
57	3249	185193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76
58	3364	195112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08
59	3481	205379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97
60	3600	216000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43
61	3721	226981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47
62	3844	238328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07
63	3969	250047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25
64	4096	262144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99
65	4225	274625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31
66	4356	287496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19
67	4489	300763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65
68	4624	314432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68
69	4761	328509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28
70	4900	343000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45
71	5041	357911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19
72	5184	373248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50
73	5329	389017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39
74	5476	405224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84
75	5625	421875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86
76	5776	438976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46
77	5929	456533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63
78	6084	474552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36
79	6241	493039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67
80	6400	512000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55
81	6561	531441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00
82	6724	551368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02
83	6889	571787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61
84	7056	592704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
85	7225	614125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50
86	7396	636056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80
87	7569	658503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68
88	7744	681472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12
89	7921	704969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14
90	8100	729000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73
91	8281	753571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88
92	8464	778688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61
93	8649	804357	6,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91
94	8836	830584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78
95	9025	857375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22
96	9216	884736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23
97	9409	912673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81
98	9604	941192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96
99	9801	970299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69
100	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32
110	12100	1331000	10,4881	4,7914	2,04139	9,09091	345,58	9503,32
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7
114	12996	1481544	10,6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54701	367,57	10751,3
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9
119	14161	1685199	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0
120	14400	1728000	10,9545	4,9324	2,07918	8,33333	376,99	11309,7
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
130	16900	2197000	11,4018	5,0658	2,11394	7,69231	408,41	13273,2
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7
140	19600	2744000	11,8322	5,1925	2,14613	7,14286	439,82	15393,8
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,0
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6,80272	461,81	16971,7
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57893	477,52	18145,8
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19609,7
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2
161	25922	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4
167	27899	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5
217	47089	10218313	14 7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	5,56621	688,01	37668.5

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48431	700,58	39057,1
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7
242	58564	14172188	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002.2	79922,9
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11527	1008,5	80928,2
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011.6	81433,2
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105784
268	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163
397	157609	62570773	19 9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1216,3	137885
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21730	1416,9	159751
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,6902c	2,04082	1539,4	188574
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482
510	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556
520	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301
527	277729	146363183	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787
530	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175
540	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428
545	297025	161878625	23,3452	9,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,5	266948
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547
589	346921	204336469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471
590	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341083
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,826607	1,49254	2104,9	352565
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,826724	1,49031	2108,0	353618
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,827371	1,48810	2111,2	354673
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,828021	1,48588	2114,3	355730
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,828661	1,48368	2117,4	356788
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,829301	1,48148	2120,6	357847
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,829935	1,47929	2123,7	358908
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,830569	1,47710	2126,9	359971
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,831231	1,47493	2130,0	361035
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,831871	1,47275	2133,1	362101
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,832511	1,47059	2136,3	363168
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,833151	1,46843	2139,4	364237
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,833781	1,46628	2142,6	365308
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,834421	1,46413	2145,7	366380
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,835061	1,46199	2148,8	367453
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,835691	1,45985	2152,0	368528
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,836321	1,45773	2155,1	369605
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,836961	1,45560	2158,3	370684
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,837591	1,45349	2161,4	371764
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,838221	1,45138	2164,6	372845
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,838851	1,44928	2167,7	373928
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,839481	1,44718	2170,8	375013
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,840111	1,44509	2174,0	376099
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,840731	1,44300	2177,1	377187
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,841361	1,44092	2180,3	378276
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,841981	1,43885	2183,4	379367
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,842611	1,43678	2186,5	380459
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,843231	1,43472	2189,7	381553
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,843861	1,43266	2192,8	382649
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,844481	1,43062	2196,0	383746
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,845101	1,42857	2199,1	384845
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,845721	1,42653	2202,3	385945
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,846341	1,42450	2205,4	387047
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,846961	1,42248	2208,5	388151
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,847571	1,42045	2211,7	389256
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,848191	1,41844	2214,8	390363
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,848801	1,41643	2218,0	391471
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,849421	1,41443	2221,1	392580
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,850031	1,41243	2224,2	393692
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,850651	1,41044	2227,4	394805
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,851261	1,40845	2230,5	395919
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,851871	1,40647	2233,7	397035
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,852481	1,40449	2236,8	398153
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,853091	1,40252	2240,0	399272
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,853701	1,40056	2243,1	400393

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419685
732	535824	392223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424292
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655
801	641601	513922401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028
810	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814
820	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758
830	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858
840	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572803
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530
860	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102
870	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14286	2748,9	601320
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831
880	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717
890	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,65085	1,11982	2805,4	626315
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09769	2862,0	651818
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803
955	912025	870983875	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03832	3025,4	728354
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828

Voir remarque page 32.

B. Logarithmes naturels.

En général, on a : $\ln x = \log^{(a)} x \ln a$

Lorsque la base $a = 10$, c-à-d. lorsque $\log x$ représente le logarithme vulgaire de x, on

$\ln x = \ln 10 \,.\, \log x = 2{,}302585093 \,.\, \log x.$

$\log (\ln 10) = \log 2{,}30258\ldots = 0{,}362216.$

$\frac{1}{\ln 10} = \log e = \log 2{,}718281828 = 0{,}434294482.$

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	$-\infty$	0,0000	0,6931	1,0986	1,3863	1,6094	1,7918	1,9459	2,0794	2,1972
1	2,3026	2,3979	2,4849	2,5649	2,6391	2,7081	2,7726	2,8332	2,8904	2,9444
2	2,9957	3,0445	3,0910	3,1355	3,1781	3,2189	3,2581	3,2958	3,3322	3,3673
3	3,4012	3,4340	3,4657	3,4965	3,5264	3,5553	3,5835	3,6109	3,6376	3,6636
4	3,6889	3,7136	3,7377	3,7612	3,7842	3,8067	3,8286	3,8501	3,8712	3,8918
5	3,9120	3,9318	3,9512	3,9703	3,9890	4,0073	4,0254	4,0431	4,0604	4,0775
6	4,0943	4,1109	4,1271	4,1431	4,1589	1744	1897	2047	2195	2341
7	2485	2627	2767	2905	2041	3175	3307	3438	3567	3694
8	3820	3944	4067	4188	4308	4427	4543	4659	4773	4886
9	4998	5109	5218	5326	5433	5539	5643	5747	5850	5951
10	6052	6151	6250	6347	6444	6540	6634	6728	6821	6913
11	7005	7095	7185	7274	7362	7449	7536	7622	7707	7791
12	7875	7958	8040	8122	8203	8283	8363	8442	8520	8598
13	8675	8752	8828	8903	8978	9053	9127	9200	9273	4,9345
14	4,9416	4,9488	4,9558	4,9628	4,9698	4,9767	4,9836	4,9904	4,9972	5,0039
15	5,0106	5,0173	5,0239	5,0304	5,0370	5,0434	5,0499	5,0562	5,0626	0689
16	0752	0814	0876	0938	0999	1059	1120	1180	1240	1299
17	1358	1417	1475	1533	1591	1648	1705	1761	1818	1874
18	1930	1985	2040	2095	2149	2204	2257	2311	2364	2417
19	2470	2523	2575	2627	2679	2730	2781	2832	2883	2933
20	2983	3033	3083	3132	3181	3230	3279	3327	3375	3423
21	3471	3519	3566	3613	3660	3706	3753	3799	3845	3891
22	3936	3982	4027	4072	4116	4161	4205	4250	4293	4337
23	4381	4424	4467	4510	4553	4596	4638	4681	4723	4765
24	4806	4848	4889	4931	4972	5013	5053	5094	5134	5175

P. ex. : $\ln 7 = 1{,}9459$; $\ln 82 = 4{,}4067$; $\ln 185 = 5{,}2204$.

$\ln 436 = \ln 10 \,.\, \log 436 = 2{,}30258\ldots\, 2{,}63949\ldots = 6{,}07763.$

Degrés	Sinus 0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	80
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	70
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40141	0,40408	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	60
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	50
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	45
45	0.70711						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Degrés

Cosinus

Observation. — Pour les angles α° au dessus de 45°,

P. ex. : cos 82° = cos 81° 60′ = 0,13917.

Degrés	Cosinus						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	86
4	0,99756	0,99736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99106	0,99067	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	80
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	70
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	60
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	56
34	0,82904	0,82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	50
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	45
45	0,70711						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Degrés

Sinus

il faut chercher $(\alpha - 1)^\circ\ 60'$, et non par erreur $\alpha^\circ\ 10'$.

P. ex. : sin 63° = sin 62° 60′ = 0,89101.

Degrés	Tangentes						
	0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	80
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	70
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	69
21	0,38386	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	63
27	0,50953	0,51319	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54673	0,55051	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	60
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	50
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92170	0,92709	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	45
45	1,00000						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Degrés

Cotangentes

Observation. — Pour les angles α° au-dessus de 45°,

Degrés	Cotangentes 0′	10′	20′	30′	40′	50′	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	80
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	72
18	3,07768	3,04749	3,01783	2,98868	2,96004	2,93189	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	70
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	66
24	2,24604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	60
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,62125	1,61074	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	50
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	45
45	1,00000						44
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	Degrés

Tangentes

il faut chercher $(\alpha - 1)^\circ 60'$, et non par erreur $\alpha^\circ 10'$.

Voir remarque page 32.

D. Tableau des valeurs de quelques grandeurs ou expressions usuelles

π = rapport de la circonférence au diamètre du cercle.
g = accélération de la pesanteur = 9,81 m = 32,18 pieds anglais.

Grandeurs	Valeurs numér.	Grandeurs	Valeurs numér.	Grandeurs	Valeurs numér.
π	3,1415926 54	$\frac{1}{\pi^6}$	0,001040	$\sqrt[6]{\frac{1}{\pi}}$	0,826311
$\frac{1}{2}\pi$	1,570796327	$\sqrt{\pi}$	1,772454	$\log \pi$	0,497149872694
$\frac{1}{3}\pi$	1,047197551	$\sqrt{2\pi}$	2,506628	$\log \frac{1}{\pi}$	0,502850—1
$\frac{1}{4}\pi$	0,785398163	$\sqrt{\frac{1}{2}\pi}$	1,253314	$\log \pi^2$	0,994300
$\frac{1}{5}\pi$	0,628318531	$\sqrt{\frac{1}{\pi}}$	0,564190	$\log \frac{1}{\pi^2}$	0,005700—1
$\frac{1}{6}\pi$	0,523598776	$\sqrt{\frac{2}{\pi}}$	0,797885	$\log \pi^3$	1,491450
$\frac{1}{7}\pi$	0,448941808	$\sqrt{\frac{3}{\pi}}$	0,977205	$\log \frac{1}{\pi^3}$	0,508550—2
$\frac{1}{8}\pi$	0,392699082	$2\sqrt{\pi}$	3,544908	$\log \sqrt{\pi}$	0,248575
$\frac{1}{9}\pi$	0,349065850	$\pi\sqrt{2}$	4,44288	$\log \sqrt{\frac{1}{\pi}}$	0,751425—1
$\frac{1}{12}\pi$	0,261799388	$\pi\sqrt{\pi}$	5,568328	$\log \sqrt[3]{\pi}$	0,165717
$\frac{1}{99}\pi$	0,034906585	$\frac{1}{\pi\sqrt{\pi}}$	0,179594	$\log \sqrt[3]{\frac{1}{\pi}}$	0,834283—1
$\frac{4}{\pi}$	0,318310	$\frac{\pi}{\sqrt{2}}$	2,221441	g	9,81
$\frac{16}{\pi}$	5,092958	$\sqrt[3]{\pi}$	1,464592	$\frac{1}{g}$	0,101936
$\frac{180}{\pi}$	57,295780	$\sqrt[3]{2\pi}$	1,845270	$\frac{1}{2g}$	0,050968
π^2	9,869604	$\sqrt[3]{\frac{\pi}{2}}$	1,162447	g^2	96,2361
$4\pi^2$	39,478417	$\sqrt[3]{\frac{1}{\pi}}$	0,682784	$\frac{1}{g^2}$	0,010391
$\frac{1}{4}\pi^2$	2,467401	$\sqrt[3]{\frac{2}{\pi}}$	0,860254	$\sqrt{g}$	3,13209
$\frac{1}{\pi^2}$	0,101321	$\sqrt[3]{\frac{3}{\pi}}$	0,984745	$\frac{1}{\sqrt{g}}$	0,319275
π^3	31,006277	$\pi\sqrt[3]{\pi}$	4,601149	$\sqrt{2g}$	4,42940
$\frac{1}{\pi^3}$	0,032252	$\sqrt[3]{\pi^2}$	2,145029	$\pi\sqrt{g}$	9,83974
π^4	97,409091	$\sqrt[3]{\frac{1}{\pi^2}}$	0,466202	$\frac{\pi}{\sqrt{g}}$	1,003033
$\frac{1}{\pi^4}$	0,010266	$\pi\sqrt[3]{\pi^2}$	6,738808	$2\sqrt{g}$	6,26418
π^5	306,019685	$\sqrt[4]{\pi}$	1,331335	$\pi\sqrt{2g}$	13,91536
$\frac{1}{\pi^5}$	0,003268	$\sqrt[4]{\frac{1}{\pi}}$	0,751130	$\frac{\pi}{\sqrt{2g}}$	0,709258
π^6	961,389194	$\sqrt[6]{\pi}$	1,210197	$\frac{\pi^2}{g}$	1,006075

E. Vitesse angulaire (ω) en fonction du nombre de tours (n) par min.*)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}.$$

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		0,1047	0,2094	0,3142	0,4189	0,5236	0,6283	0,7330	0,8378	0,9425
1	1,0472	1,1519	1,2566	1,3614	1,4661	1,5708	1,6755	1,7802	1,8850	1,9897
2	2,0944	2,1991	2,3038	2,4086	2,5133	2,6180	2,7227	2,8274	2,9322	3,0369
3	3,1416	3,2463	3,3510	3,4558	3,5605	3,6652	3,7699	3,8746	3,9794	4,0841
4	4,1888	4,2935	4,3982	4,5029	4,6077	4,7124	4,8171	4,9218	5,0265	5,1313
5	5,2360	5,3407	5,4454	5,5501	5,6549	5,7596	5,8643	5,9690	6,0737	6,1785
6	6,2832	6,3879	6,4926	6,5973	6,7021	6,8068	6,9115	7,0162	7,1209	7,2257
7	7,3304	7,4351	7,5398	7,6445	7,7493	7,8540	7,9587	8,0634	8,1681	8,2729
8	8,3776	8,4823	8,5870	8,6917	8,7965	8,9012	9,0059	9,1106	9,2153	9,3201
9	9,4248	9,5295	9,6342	9,7389	9,8437	9,9484	10,053	10,158	10,263	10,367
10	10,472	10,577	10,681	10,786	10,891	10,996	11,100	11,205	11,310	11,414
11	11,519	11,624	11,729	11,833	11,938	12,043	12,147	12,252	12,357	12,462
12	12,566	12,671	12,776	12,881	12,985	13,090	13,195	13,299	13,404	13,509
13	13,614	13,718	13,823	13,928	14,032	14,137	14,242	14,347	14,451	14,556
14	14,661	14,765	14,870	14,975	15,080	15,184	15,289	15,394	15,499	15,603
15	15,708	15,813	15,917	16,022	16,127	16,232	16,336	16,441	16,546	16,650
16	16,755	16,860	16,965	17,069	17,174	17,279	17,383	17,488	17,593	17,698
17	17,802	17,907	18,012	18,117	18,221	18,326	18,431	18,535	18,640	18,745
18	18,850	18,954	19,059	19,164	19,268	19,373	19,478	19,583	19,687	19,792
19	19,897	20,001	20,106	20,211	20,316	20,420	20,525	20,630	20,735	20,839
20	20,944	21,049	21,153	21,258	21,363	21,468	21,572	21,677	21,782	21,886
21	21,991	22,096	22,201	22,305	22,410	22,515	22,619	22,724	22,829	22,934
22	23,038	23,143	23,248	23,353	23,457	23,562	23,667	23,771	23,876	23,981
23	24,086	24,190	24,295	24,400	24,504	24,609	24,714	24,819	24,923	25,028
24	25,133	25,237	25,342	25,447	25,552	25,656	25,761	25,866	25,970	26,075
25	26,180	26,285	26,389	26,494	26,599	26,704	26,808	26,913	27,018	27,122
26	27,227	27,332	27,437	27,541	27,646	27,751	27,855	27,960	28,065	28,170
27	28,274	28,379	28,484	28,588	28,693	28,798	28,903	29,007	29,112	29,217
28	29,322	29,426	29,531	29,636	29,740	29,845	29,950	30,055	30,159	30,264
29	30,369	30,473	30,578	30,683	30,788	30,892	30,997	31,102	31,206	31,311
30	31,416	31,521	31,625	31,730	31,835	31,940	32,044	32,149	32,254	32,358
31	32,463	32,568	32,673	32,777	32,882	32,987	33,091	33,196	33,301	33,406
32	33,510	33,615	33,720	33,824	33,929	34,034	34,139	34,243	34,348	34,453
33	34,558	34,662	34,767	34,872	34,976	35,081	35,186	35,291	35,395	35,500
34	35,605	35,709	35,814	35,919	36,024	36,128	36,233	36,338	36,442	36,547
35	36,652	36,757	36,861	36,966	37,071	37,176	37,280	37,385	37,490	37,594
36	37,699	37,804	37,909	38,013	38,118	38,223	38,327	38,432	38,537	38,642
37	38,746	38,851	38,956	39,060	39,165	39,270	39,375	39,479	39,584	39,689
38	39,794	39,898	40,003	40,108	40,212	40,317	40,422	40,527	40,631	40,736
39	40,841	40,945	41,050	41,155	41,260	41,364	41,469	41,574	41,678	41,783
40	41,888	41,993	42,097	42,202	42,307	42,412	42,516	42,621	42,726	42,830
41	42,935	43,040	43,145	43,249	43,354	43,459	43,563	43,668	43,773	43,878
42	43,982	44,087	44,192	44,296	44,401	44,506	44,611	44,715	44,820	44,925
43	45,029	45,134	45,239	45,344	45,448	45,553	45,658	45,763	45,867	45,972
44	46,077	46,181	46,286	46,391	46,496	46,600	46,705	46,810	46,914	47,019

*) P. ex : $n = 40$, $\omega = 4{,}1888$; $n = 327$, $\omega = 34{,}243$

F. Tableau des longueurs d'arcs, flèches et cordes, et surfaces

Longueur de l'arc $l = \frac{\varphi}{180}\pi = \sim 2\sqrt{\frac{c^2}{4} + \frac{4}{3}f^2}$ (d'après Kaiser)

Flèche $f = 1 - \cos\frac{\varphi}{2}$.

Angle au centre en degrés	Longueur de l'arc	Flèche	Longueur de la corde	Surface du segment	Angle au centre en degrés	Longueur de l'arc	Flèche	Longueur de la corde	Surface du segment
1	0,0175	0,0000	0,0175	0,00000	46	0,8029	0,0795	0,7815	0,04176
2	0,0349	0,0002	0,0349	0,00000	47	0,8203	0,0820	0,7975	0,04448
3	0,0524	0,0003	0,0524	0,00001	48	0,8378	0,0865	0,8135	0,04731
4	0,0698	0,0006	0,0698	0,00003	49	0,8552	0,0900	0,8294	0,05035
5	0,0873	0,0010	0,0872	0,00006	50	0,8727	0,0937	0,8452	0,05331
6	0,1047	0,0014	0,1047	0,00010	51	0,8901	0,0974	0,8610	0,05649
7	0,1222	0,0019	0,1221	0,00015	52	0,9076	0,1012	0,8767	0,05978
8	0,1396	0,0024	0,1395	0,00023	53	0,9250	0,1051	0,8924	0,06319
9	0,1571	0,0031	0,1569	0,00032	54	0,9425	0,1090	0,9080	0,06673
10	0,1745	0,0038	0,1743	0,00044	55	0,9599	0,1130	0,9235	0,07039
11	0,1920	0,0046	0,1917	0,00059	56	0,9774	0,1171	0,9389	0,07417
12	0,2094	0,0055	0,2091	0,00076	57	0,9948	0,1212	0,9543	0,07808
13	0,2269	0,0064	0,2264	0,00097	58	1,0123	0,1254	0,9696	0,08212
14	0,2443	0,0075	0,2437	0,00121	59	1,0297	0,1296	0,9848	0,08629
15	0,2618	0,0086	0,2611	0,00149	60	1,0472	0,1340	1,0000	0,09059
16	0,2793	0,0097	0,2783	0,00181	61	1,0647	0,1384	1,0151	0,09502
17	0,2967	0,0110	0,2956	0,00217	62	1,0821	0,1428	1,0301	0,09958
18	0,3142	0,0123	0,3129	0,00257	63	1,0996	0,1474	1,0450	0,10428
19	0,3316	0,0137	0,3301	0,00302	64	1,1170	0,1520	1,0598	0,10911
20	0,3491	0,0152	0,3473	0,00352	65	1,1345	0,1566	1,0746	0,11408
21	0,3665	0,0167	0,3645	0,00408	66	1,1519	0,1613	1,0893	0,11919
22	0,3840	0,0184	0,3816	0,00468	67	1,1694	0,1661	1,1039	0,12443
23	0,4014	0,0201	0,3987	0,00535	68	1,1868	0,1710	1,1184	0,12982
24	0,4189	0,0219	0,4158	0,00607	69	1,2043	0,1759	1,1328	0,13535
25	0,4363	0,0237	0,4329	0,00686	70	1,2217	0,1808	1,1472	0,14102
26	0,4538	0,0256	0,4499	0,00771	71	1,2392	0,1859	1,1614	0,14683
27	0,4712	0,0276	0,4669	0,00862	72	1,2566	0,1910	1,1755	0,15279
28	0,4887	0,0297	0,4838	0,00961	73	1,2741	0,1961	1,1896	0,15889
29	0,5061	0,0319	0,5008	0,01067	74	1,2915	0,2014	1,2036	0,16514
30	0,5236	0,0341	0,5176	0,01180	75	1,3090	0,2066	1,2175	0,17154
31	0,5411	0,0364	0,5345	0,01301	76	1,3265	0,2120	1,2313	0,17808
32	0,5585	0,0387	0,5512	0,01429	77	1,3439	0,2174	1,2450	0,18477
33	0,5760	0,0412	0,5680	0,01566	78	1,3614	0,2229	1,2586	0,19160
34	0,5934	0,0437	0,5847	0,01711	79	1,3788	0,2284	1,2722	0,19859
35	0,6109	0,0463	0,6014	0,01864	80	1,3963	0,2340	1,2856	0,20573
36	0,6283	0,0489	0,6180	0,02027	81	1,4137	0,2396	1,2989	0,21301
37	0,6458	0,0517	0,6346	0,02198	82	1,4312	0,2453	1,3121	0,22045
38	0,6632	0,0545	0,6511	0,02378	83	1,4486	0,2510	1,3252	0,22804
39	0,6807	0,0574	0,6676	0,02568	84	1,4661	0,2569	1,3383	8,23578
40	0,6981	0,0603	0,6840	0,02767	85	1,4835	0,2627	1,3512	0,24367
41	0,7156	0,0633	0,7004	0,02976	86	1,5010	0,2686	1,3640	0,25171
42	0,7330	0,0664	0,7167	0,03195	87	1,5184	0,2746	1,3767	0,25990
43	0,7505	0,0696	0,7330	0,03425	88	1,5359	0,2807	1,3893	0,26825
44	0,7679	0,0728	0,7492	0,03664	89	1,5533	0,2867	1,4018	0,27675
45	0,7854	0,0761	0,7654	0,03915	90	1,5708	0,2929	1,4142	0,28854

L'angle au centre φ pour lequel arc = rayon est 57°17′44″,8

arc $1^\circ = \frac{\pi}{180} = 0{,}017453293$; arc $1' = \frac{\pi}{10800} = 0{,}000290882$

de segments, pour le rayon $r = 1$ et l'angle au centre φ en degrés.

Longueur de la corde $c = 2 \sin \frac{\varphi}{2}$.

Surface du segment $s = \frac{1}{2}\left(\frac{\varphi}{180}\pi - \sin\varphi\right)$, **en général** $= \frac{r^2}{2}\left(\frac{\varphi}{180}\pi - \sin\varphi\right)$.

Angle au centre en degrés	Longueur de l'arc	Flèche	Longueur de la corde	Surface du segment	Angle au centre en degrés	Longueur de l'arc	Flèche	Longueur de la corde	Surface du segment
91	1,5882	0,2991	1,4265	0,29420	136	2,3736	0,6254	1,8544	0,83949
92	1,6057	0,3053	1,4387	0,30316	137	2,3911	0,6335	1,8608	0,85455
93	1,6232	0,3116	1,4507	0,31226	138	2,4086	0,6416	1,8672	0,86971
94	1,6406	0,3180	1,4627	0,32152	139	2,4260	0,6498	1,8733	0,88497
95	1,6581	0,3244	1,4746	0,33093	140	2,4435	0,6580	1,8794	0,90034
96	1,6755	0,3309	1,4863	0,34050	141	2,4609	0,6662	1,8853	0,91580
97	1,6930	0,3374	1,4979	0,35021	142	2,4784	0,6744	1,8910	0,93135
98	1,7104	0,3439	1,5094	0,36008	143	2,4958	0,6827	1,8966	0,94700
99	1,7279	0,3506	1,5208	0,37009	144	2,5133	0,6910	1,9021	0,96274
100	1,7453	0,3572	1,5321	0,38026	145	2,5307	0,6993	1,9074	0,97858
101	1,7628	0,3639	1,5432	0,39058	146	2,5482	0,7076	1,9126	0,99449
102	1,7802	0,3707	1,5543	0,40104	147	2,5656	0,7160	1,9176	1,01050
103	1,7977	0,3775	1,5652	0,41166	148	2,5831	0,7244	1,9225	1,02658
104	1,8151	0,3843	1,5760	0,42242	149	2,6005	0,7328	1,9272	1,04275
105	1,8326	0,3912	1,5867	0,43334	150	2,6180	0,7412	1,9319	1,05900
106	1,8500	0,3982	1,5972	0,44439	151	2,6354	0,7496	1,9363	1,07532
107	1,8675	0,4052	1,6077	0,45560	152	2,6529	0,7581	1,9406	1,09171
108	1,8850	0,4122	1,6180	0,46695	153	2,6704	0,7666	1,9447	1,10818
109	1,9024	0,4193	1,6282	0,47844	154	2,6878	0,7750	1,9487	1,12472
110	1,9199	0,4264	1,6383	0,49008	155	2,7052	0,7836	1,9526	1,14132
111	1,9373	0,4336	1,6483	0,50187	156	2,7227	0,7921	1,9563	1,15799
112	1,9548	0,4408	1,6581	0,51379	157	2,7402	0,8006	1,9598	1,17472
113	1,9722	0,4481	1,6678	0,52586	158	2,7576	0,8092	1,9632	1,19151
114	1,9897	0,4554	1,6773	0,53807	159	2,7751	0,8178	1,9665	1,20835
115	2,0071	0,4627	1,6868	0,55041	160	2,7925	0,8264	1,9696	1,22525
116	2,0246	0,4701	1,6961	0,56288	161	2,8100	0,8350	1,9726	1,24221
117	2,0420	0,4775	1,7053	0,57551	162	2,8274	0,8436	1,9754	1,25921
118	2,0595	0,4850	1,7143	0,58827	163	2,8449	0,8522	1,9780	1,27626
119	2,0769	0,4925	1,7233	0,60116	164	2,8623	0,8608	1,9805	1,29335
120	2,0944	0,5000	1,7321	0,61418	165	2,8798	0,8695	1,9829	1,31049
121	2,1118	0,5076	1,7407	0,62734	166	2,8972	0,8781	1,9851	1,32766
122	2,1293	0,5152	1,7492	0,64063	167	2,9147	0,8868	1,9871	1,34487
123	2,1468	0,5228	1,7576	0,65404	168	2,9322	0,8955	1,9890	1,36212
124	2,1642	0,5305	1,7659	0,66759	169	2,9496	0,9042	1,9908	1,37940
125	2,1817	0,5383	1,7740	0,68125	170	2,9671	0,9128	1,9924	1,39671
126	2,1991	0,5460	1,7820	0,69505	171	2,9845	0,9215	1,9938	1,41404
127	2,2166	0,5538	1,7899	0,70897	172	3,0020	0,9302	1,9951	1,43140
128	2,2340	0,5616	1,7976	0,72301	173	3,0194	0,9390	1,9963	1,44878
129	2,2515	0,5695	1,8052	0,73716	174	3,0369	0,9477	1,9973	1,46617
130	2,2689	0,5774	1,8126	0,75144	175	3,0543	0,9564	1,9981	1,48359
131	2,2864	0,5853	1,8199	0,76584	176	3,0718	0,9651	1,9988	1,50101
132	2,3038	0,5933	1,8271	0,78034	177	3,0892	0,9738	1,9993	1,51845
133	2,3213	0,6013	1,8341	0,79497	178	3,1067	0,9825	1,9997	1,53589
134	2,3387	0,6093	1,8410	0,80970	179	3,1241	0,9913	1,9999	1,55334
135	2,3562	0,6173	1,8478	0,82454	180	3,1416	1,0000	2,0000	1,57080

$57°,2957795 = 206264'',806$.

arc $1'' = \frac{\pi}{648000} = 0,0000048481$. Surface du secteur : $S = \frac{\varphi}{360}\pi r^2 = 0,00872665\,\varphi r^2$.

(Voir remarque page 32)

G. Remarques relatives aux tables précédentes.

Table A. 1). Soit p. ex. à chercher le logarithme de 0,032252.

a) On a log 322 = 50786 (p. 8).

(*b* Différence des logarithmes : 50920 — 50786 = 134.

c) Multiplication de cette différence par 0,52 : 134 . 0,52 = 69,68.

d) Addition des nombres dans *a*) et *c*) : 50786 + 69,68 = 50856.

e) Par suite : log 32252 = 50856 et log 0,032252 = 0,50856 — 2.

2) Chercher le nombre dont le logarithme est égal à 1,49145.

a) Page 8, on lit : nombre correspondant à log 49136 = 310...

b) Divisant la différence 49145 — 49136 = 9 entre le log donné et celui de la table immédiatement au-dessous, par la différence 49276 — 49136 = 140 entre les log consécutifs de la table comprenant entre eux le log donné, on a : 9 : 140 = 0,06...

c) Addition des nombres dans *a*) et *b*) : 310 + 0,06 ... = 31006...

d) Par suite le nombre dont le log = 1,49145 est 31006.

Table C. 1). Soit p. ex. à chercher la tang. correspondant à un angle de 58° 47′ 22″, 5.

On a 58° 47′ 22″, 5 = 58° 47′,375.

a) La table donne tg 58° 40′ = 1,64256, de plus :

b) » — » tg 58° 50′ = 1,65337

la différence 0,01081 correspond à 10′, 1′ donne 10 fois moins, et 7′375, 7,375 fois plus, c'est-à-dire :

c) $\frac{0,01081 \,.\, 7,375}{10} = 0,00797$

d) Les valeurs de *a*) et *c*) additionnées donnent tg 58° 47′ 22″, 5 = 1,65053.

2) Soit à obtenir l'angle dont le sinus est égal à 0,63662.

a) La table donne sin 0,63608 = 39° 30′.

b) Multipliant la différence entre le sinus donné et le sinus de la table immédiatement au-dessous (0,63662 — 0,63608 = 0,00054) par 10, on obtient 0,0054.

c) Divisant le dernier produit (0,0054) par la différence des sin 0,63832 — 0,63608 = 0,00224, on a : 0,0054 : 0,00224 = 2,4107.

d) Additionnant les valeurs dans *a*) et *c*), on a : angle sinus 0,63662 = 39° 32′, 4107 = 39° 32′ 24″, 64.

Table F. 1). Soit à chercher d'après cette table la longueur *l* de l'arc correspondant à l'angle au centre de 75° 33′ 16″, 2.

On a : 75° 33′ 16″, 2 = 75° 33′, 27.

D'après la table, arc de 75° = 1,3090

— — 76° = 1,3265

Différence des arcs = 0,0175 ; cette différence correspond à 60′ ; 1′ correspond à 60 fois moins et 33,27 à 33,27 fois plus, c'est-à-dire à $\frac{0,0175 \,.\, 33,27}{60} = 0,0097$

Par conséquent arc correspondant à 75°33′, 27 = 1,3090 + 0,0097 = 1,3187.

2) Chercher l'angle au centre dont l'arc est égal à 2,2254.

a) D'après la table, 2,2166 correspond à 127°.

b) Multipliant la différence entre l'arc donné et l'arc de la table immédiatement inférieur (2,2254 — 2,2166 = 0,0088) par 60, on a 0,0088 × 60 = 0,528.

c) Divisant le dernier produit (0,528) par la différence des arcs : 2,2340 — 2,2166 = 0,0174, on a 0,528 : 0,0174 = 30,3448

d) Additionnant les valeurs dans *a*) et *b*), on a : Arc 2,2254 correspond à 127° 30′, 3448 = 127° 30′ 20″, 688.

II. ANALYSE ÉLÉMENTAIRE

A. PUISSANCES, RACINES, LOGARITHMES

a. Puissances.

(Pour les carrés et les cubes, voir table p. 1-23.)

$a^m a^n = a^{m+n}$. $a^m : a^n = a^{m-n} = 1 : a^{n-m}$.
$a^m b^m = (ab)^m$. $a^m : b^m = (a : b)^m$.
$1 : a^m = (1 : a)^m = a^{-m}$.
$(a^m)^n = a^{mn} = (a^n)^m$.
$a^0 = 1$. $1^a = 1$. $0^a = 0$. $0^0 =$ quantité indéterminée (v. p. 56).

$a^2 - b^2 = (a + b)(a - b)$.
$(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2ab + b^2$.
$(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3a^2b + 3ab^2 \pm b^3$
$$(a \pm b)^n = a^n \pm na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{1.2} a^{n-2}b^2$$
$$\pm \frac{n(n-1)(n-2)}{1.2.3} a^{n-3}b^3 + \ldots ; \; b < a \text{ *)}$$
$$(1 \pm x)^n = 1 \pm nx + \frac{n(n-1)}{1.2} x^2 \pm \frac{n(n-1)(n-2)}{1.2.3} x^3 + \ldots ; \; x < 1.$$

Dans les deux dernières formules (*binôme de Newton*), les coefficients des différentes puissances de x portent le nom de *coefficients du binôme*. Si l'on pose

$$\frac{n(n-1)(n-2)\ldots\ldots[n-(p-1)]}{1.2.3 \quad \ldots\ldots \quad p} = (n)_p ,$$

et que n soit un nombre entier et positif, on a :

1. $(n)_p = (n)_{n-p}$. 2. $(n+1)_{p+1} = (n)_{p+1} + (n)_p$.
3. $(n+1)_{p+1} = (n)_p + (n-1)_p + (n-2)_p + \ldots + (p)_p$.

---

*) Cette formule et la suivante sont vraies pour toutes les valeurs de n.

$$\frac{a^n - b^n}{a-b} = a^{n-1} + a^{n-2}b + a^{n-3}b^2 + \ldots + b^{n-1}$$

$$\frac{a^{2n+1} + b^{2n+1}}{a+b} = a^{2n} - a^{2n-1}b + a^{2n-2}b^2 - \ldots + b^{2n}$$

$$\frac{a^{2n} - b^{2n}}{a+b} = a^{2n-1} - a^{2n-2}b + a^{2n-3}b^2 - \ldots - b^{2n-1}$$

b. Racines.

(Pour les racines carrées et cubiques, voir tables, p. 1-23).

$$\left(\sqrt[m]{a}\right)^m = a. \qquad \sqrt[m]{ab} = \sqrt[m]{a}\sqrt[m]{b}. \qquad \sqrt[m]{a:b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}.$$

$$\sqrt[m]{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} = a^{-\frac{1}{m}}.$$

$$\sqrt[m]{a^n} = \sqrt[mp]{a^{np}} = \sqrt[m:q]{a^{n:q}} = a^{\frac{n}{m}} = \sqrt[m:n]{a}$$

$$\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[mn]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}$$

$$\sqrt{a^2} = \pm a. \quad \sqrt[2n]{a} = \pm a^{\frac{1}{2n}}. \quad \sqrt[2n+1]{-a} = -a^{\frac{1}{2n+1}}.$$

Lorsque k est très petit par rapport à a:

$$\sqrt{a^2 \pm k} = a \pm \frac{k}{2a}; \quad \sqrt[3]{a^3 \pm k} = a \pm \frac{k}{3a^2}.$$

Si $a > b$, $\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}960a + 0{,}398b$. La faute est inférieure au 4 % de la la valeur réelle.

Si $a > b > c$, $\sqrt{a^2 + b^2 + c^2} = 0{,}939a + 0{,}389b + 0{,}297c$. La faute est inférieure au 6 % de la valeur réelle *).

c. Logarithmes.

(Table des log. de Briggs, v. p. 1-23; des log. naturels, p. 23).

$$\log(ab) = \log a + \log b$$

$$\log\frac{a}{b} = \log a - \log b$$

$$\log(a^n) = n \log a$$

$$\log\sqrt[n]{a} = \frac{1}{n}\log a$$

$$\ln x = \log^{(a)} x \ln a = \frac{\log^{(a)} x}{\log^{(a)} e}. \quad (e = 2{,}7182818284590\ldots)$$

*) Horwath, L'Institut, 1872.

B. FRACTIONS CONTINUES

1. **Pour obtenir au moyen de petits nombres, avec autant d'exactitude qu'on le désire, la valeur approchée d'un rapport dont les deux termes sont formés d'un grand nombre de chiffres, on effectue la division de ces deux nombres l'un par l'autre, puis on divise le premier diviseur par le premier reste et ainsi de suite, de manière que si nous appelons les quotients de ces divisions successives $q_0, q_1, q_2, \ldots$, tout rapport de la forme $\frac{M}{N}$ peut être exprimé par la fraction continue suivante :**

$$\frac{M}{N} = q_0 + \frac{1}{q_1 + \dfrac{1}{q_2 + \ldots}}$$

Si l'on arrête l'opération à un quotient quelconque, et si l'on calcule les valeurs approchées :

$$\frac{q_0}{1}\,;\quad \frac{q_0 q_1 + 1}{q_1}\,;\quad \frac{(q_0 q_1 + 1)\,q_2 + q_0}{q_1 q_2 + 1},$$

on voit que la valeur de la fraction continue est alternativement plus grande et plus petite que celle du rapport $\frac{M}{N}$.

$$2.\quad \frac{m_k}{n_k} = \frac{m_{k-1} q_k + m_{k-2}}{n_{k-1} q_k + n_{k-2}}$$

$$3.\quad \frac{m_k}{n_k} - \frac{m_{k+1}}{n_{k+1}} = \frac{(-1)^{k+1}}{n_k\, n_{k+1}}$$

$$4.\quad m_k n_{k+1} - m_{k+1} n_k = (-1)^{k+1}$$

$$5.\quad \frac{M}{N} - \frac{m_k}{n_k} < \frac{(-1)^k}{n_k n_{k+1}} < \frac{(-1)^k}{n_k^2}$$

C. SÉRIES

a. Progressions arithmétiques.

Soit la progression arithmétique

$$a,\quad a + d,\quad a + 2d,\quad \ldots\quad a + (n-1)\,d,$$

la valeur u de son n^e ou dernier terme est :

$$1.\quad u = a + (n-1)\,d,$$

et la somme s de ses n premiers termes est exprimée par les formules suivantes :

2. $s = \frac{a+u}{2} n$; 3. $s = \left(a + \frac{(n-1)d}{2}\right) n$,

4. $s = \left(u - \frac{(n-1)d}{2}\right) n$ et 5. $s = \frac{a+u}{2}\left(\frac{u-a}{d} + 1\right)$.

b. Séries arithmétiques d'un ordre supérieur.

Soit $a_1, a_2, a_3, \ldots a_n$ une série arithmétique d'un ordre supérieur,

$$\triangle a_1, \triangle a_2, \triangle a_3, \ldots \triangle a_{n-1}$$ sa première,

$\triangle^2 a_1, \triangle^2 a_2, \triangle^2 a_3, \ldots \triangle^2 a_{n-2}$ sa seconde série par différence, etc., c'est-à-dire : $\triangle a_1 = a_2 - a_1$, $\triangle a_2 = a_3 - a_2$; $\triangle^2 a_1 = \triangle a_2 - \triangle a_1$, etc., le n^e terme de cette progression arithmétique est :

$$1. \quad a_n = a_1 + (n-1)\triangle a_1 + \frac{(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2} \triangle^2 a_1 + \frac{(n-1)(n-2)(n-3)}{1 \cdot 2 \cdot 3} \triangle^3 a_1 + \ldots$$

et la somme des n premiers termes de la même progression :

$$2. \quad \Sigma a_n = n a_1 + \frac{n(n-1)}{1 \cdot 2} \triangle a_1 + \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} \triangle^2 a_1 + \ldots$$

La formule (1), qui donne le n^e terme, est valable aussi pour des valeurs fractionnaires de n, ce qui permet l'intercalation ou interpolation de nouveaux termes entre les différents termes des séries arithmétiques d'un ordre supérieur.

Si la série arithmétique (série par différence) est de l'ordre k, la formule donnant a_n, aussi bien que celle donnant Σa_n, se termine par le terme contenant $\triangle^k a_1$.

Une série de n termes peut au maximum être de l'ordre $(n-1)$; dans ce cas, qui est celui de la formule ci-dessus, les deux formules indiquées se terminent par le terme $\triangle^{n-1} a_1$.

c. Progressions géométriques.

Soit la progression géométrique :

$a, af, af^2, \ldots af^{n-1}$, son n^{me} ou dernier terme est : $1. \quad u = aj^{n-1}$,

et la somme (s) de ses n premiers termes est exprimée par les formules suivantes :

$$2. \quad s = \frac{(af^n - 1)}{f - 1}, \qquad \text{ou} \qquad 3. \quad s = \frac{fu - a}{f - 1};$$

$$s = \frac{u^{\frac{n}{n-1}} - a^{\frac{n}{n-1}}}{u^{\frac{1}{n-1}} - a^{\frac{1}{n-1}}} \quad \text{et} \quad 5.\ s = \frac{u(f^n - 1)}{(f-1)f^{n-1}}$$

Si $n = \infty$ et si f est une fraction ordinaire :

$$s = \frac{a}{1-f}.$$

d. Sommes de quelques séries spéciales.

1. $1 + 2 + 3 + 4 + \ldots + n = \frac{n(n+1)}{2}$
2. $2 + 4 + 6 + 8 + \ldots + 2n = n(n+1)$
3. $1 + 3 + 5 + 7 + \ldots + (2n-1) = n^2$
4. $1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \ldots + n^2 = \frac{n(n+1)(2n+1)}{1 \cdot 2 \cdot 3}$
5. $1^3 + 2^3 + 3^3 + 4^3 + \ldots + n^3 = \left[\frac{n(n+1)}{1 \cdot 2}\right]^2$
6. $1^4 + 2^4 + 3^4 + 4^4 + \ldots + n^4 = \frac{n^5}{5} + \frac{n^4}{2} + \frac{n^3}{3} - \frac{n}{30}$
7. $1^m + 2^m + 3^m + 4^m + \ldots + n^m = \frac{n^{m+1}}{m+1}$

La formule 7 n'est valable que pour le cas où $n = \infty$.

8. $x^{n-1} + x^{n-2}y + x^{n-3}y^2 + \ldots y^{n-1} = \frac{x^n - y^n}{x - y}$
9. $x^{2n} - x^{2n-1}y + x^{2n-2}y^2 - \ldots + y^{2n} = \frac{x^{2n+1} + y^{2n+1}}{x + y}$
10. $x^{2n-1} - x^{2n-2}y + x^{2n-3}y^2 - \ldots - y^{2n-1} = \frac{x^{2n} - y^{2n}}{x + y}$

e. Séries exponentielles et logarithmiques.

1. $e^x = 1 + \frac{x}{1} + \frac{x^2}{1 \cdot 2} + \frac{x^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \frac{x^4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} + \ldots ; -\infty < x < +\infty$

$e = 2{,}7182818284590\ldots$ est la base des logarithmes népériens.

2. $a^x = 1 + \frac{(\ln a)^1}{1}x + \frac{(\ln a)^2}{1 \cdot 2}x^2 + \frac{(\ln a)^3}{1 \cdot 2 \cdot 3}x^3 + \ldots ; -\infty < x < +\infty$
3. $\ln(1 \pm x) = \pm x - \frac{x^2}{2} \pm \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} \pm \frac{x^5}{5} - \ldots ;$

$x < 1$ (en valeur absolue) ;

4. $\ln\frac{1+x}{1-x}=2\left(x+\frac{x^3}{3}+\frac{x^5}{5}+\ldots\right)$; $x<1$ (en valeur absolue) ;

5. $\ln\frac{x+1}{x-1}=2\left(\frac{1}{x}+\frac{1}{3x^2}+\frac{1}{5x^5}+\ldots\right)$, $x>1$; $x<-1$;

6. $\ln x=2\left[\frac{x-1}{x+1}+\frac{1}{3}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^3+\frac{1}{5}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^5+\frac{1}{7}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^7+\ldots\right]$
$0<x<\infty$.

7. $\ln\frac{x+y}{x}=2\left[\frac{y}{2x+y}+\frac{1}{3}\left(\frac{y}{2x+y}\right)^3+\frac{1}{5}\left(\frac{y}{2x+y}\right)^5+\ldots\right]$;
$y^2<(2x+y)^2$.

f. Séries goniométriques et cyclométriques.

Dans les formules suivantes, les angles sont mesurés au moyen de leurs arcs, c'est-à-dire qu'ils doivent être exprimés en fonction du rayon.

Posons $n!=1.2.3.4\ldots n$.

1. $\sin x=x-\frac{x^3}{3!}+\frac{x^5}{5!}-\frac{x^7}{7!}+\ldots$; $-\infty<x<+\infty$

2. $\cos x=1-\frac{x^2}{2!}+\frac{x^4}{4!}-\frac{x^6}{6!}+\ldots$; $-\infty<x<+\infty$

3. $\operatorname{tg} x=x+\frac{x^3}{3}+\frac{2x^5}{3.5}+\frac{17x^7}{3^2.5.7}+\frac{62x^9}{3^2.5.7.9}+\ldots$; $-\frac{\pi}{2}<x<+\frac{\pi}{2}$

4. $\operatorname{cotg} x=\frac{1}{x}-\frac{x}{3}-\frac{x^3}{3^2.5}-\frac{2x^5}{3^3.5.7}-\ldots$; $-\pi<x<+\pi$

5. $\operatorname{arc\,sin} x=x+\frac{1}{2}\frac{x^3}{3}+\frac{1.3}{2.4}\frac{x^5}{5}+\frac{1.3.5}{2.4.6}\frac{x^7}{7}+\ldots$; $-1<x<+1$

6. $\operatorname{arc\,tg} x=x-\frac{x^3}{3}+\frac{x^5}{5}-\frac{x^7}{7}+\ldots$; $-1<x<+1$

7. $\frac{\pi}{4}=1-\frac{1}{3}+\frac{1}{5}-\frac{1}{7}+\frac{1}{9}-\frac{1}{11}+\ldots$; $\pi=3{,}14159265358979\ldots$

D. NOMBRES COMPLEXES
RELATIONS ENTRE QUANTITÉS IMAGINAIRES

$i=\sqrt{-1}$, $i^2=-1$, $i^3=-i$, $i^4=1$, $i^{4n+k}=i^k$, $\frac{1}{i}=-i$.

Si $a+bi=0$, on doit avoir séparément $a=0$, $b=0$.

Si $a+bi=\alpha+\beta i$, on doit avoir $a=\alpha$, $b=\beta$.

$(a+bi)(a-bi)=a^2+b^2$.

$$\sqrt{a\pm bi}=\sqrt{\frac{\sqrt{a^2+b^2}+a}{2}}\pm i\sqrt{\frac{\sqrt{a^2+b^2}-a}{2}}$$

1. $(\cos x \pm i \sin x)(\cos y \pm i \sin y) = \cos(x+y) \pm i \sin(x+y)$.
2. $(\cos x + i \sin x) : (\cos y + i \sin y) = \cos(x-y) + i \sin(x-y)$.
3. $1 : (\cos x + i \sin x) = \cos x - i \sin x$.
4. $(\cos x \pm i \sin x)^m = \cos mx \pm i \sin mx$.
5. $\sqrt[n]{1} = \cos \frac{2k\pi}{n} \pm i \sin \frac{2k\pi}{n}$
6. $\sqrt[n]{-1} = \cos \frac{(2k+1)\pi}{n} \pm i \sin \frac{(2k+1)\pi}{n}$

k est un nombre entier positif variant de 0 à $\frac{n}{2}$.

7. $e^{\pm ix} = \cos x \pm i \sin x$.
8. $\cos x = \frac{e^{ix} + e^{-ix}}{2}$. 9. $\sin x = \frac{e^{ix} - e^{-ix}}{2i}$.
10. $\cos ix = \frac{e^{-x} + e^{x}}{2}$. 11. $\sin ix = \frac{e^{-x} - e^{x}}{2i}$.
12. $\operatorname{arc\,sin} ix = i \ln\left[x + \sqrt{1+x^2}\right]$.
13. $\operatorname{arc\,cos} ix = \frac{1}{2}\pi - i \ln\left[x + \sqrt{1+x^2}\right]$.
14. $e^{2ix} = \frac{1 + i \operatorname{tg} x}{1 - i \operatorname{tg} x}$. 15. $\operatorname{arc\,tg} x = \frac{1}{2i} \ln \frac{1+ix}{1-ix}$.

E. INTÉRÊTS COMPOSÉS, RENTES ET ANNUITÉS

1. Un capital a placé à intérêts composés devient au bout de n années

$$w = ap^n,$$

formule dans laquelle

$$p = \frac{100 + t}{100},$$

t étant le taux du placement.

2. Si les intérêts sont à chaque instant ajoutés au capital, ce capital devient au bout de n années :

$$w = ae^{\frac{tn}{100}}$$

où e (= 2, 7182818285) représente la base des logarithmes népériens (hyperboliques ou naturels).

3. Si le capital a est à la fin de chaque année augmenté ou diminué d'une somme r, toujours la même, la valeur de ce capital, au bout de n années, est :

$$w = ap^n \pm \frac{r(p^n - 1)}{p - 1}.$$

4. Dans les mêmes conditions, le capital a devient égal à un autre capital a_1 au bout de

$$n = \frac{\log [(p-1)a_1 \pm r] - \log [(p-1)a \pm r]}{\log p} \text{ années.}$$

5. Dans le cas spécial où la somme retirée chaque année est plus grande que les intérêts du capital, celui-ci sera éteint au bout de

$$n = \frac{\log r - \log [r - a(p-1)]}{\log p} \text{ années.}$$

6. Si l'on veut acquérir une rente pour n années, à partir d'un moment donné, on doit payer à ce moment une somme

$$w = \frac{r(p^n - 1)}{p^n (p-1)}.$$

III. GONIOMÉTRIE ET TRIGONOMÉTRIE

A. FORMULES GONIOMÉTRIQUES

Degrés	0	90	180	270	360	30	45	60
sin	0	+1	0	−1	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$
cos	+1	0	−1	0	+1	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}$
tg	0	∞	0	∞	0	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$
colg	∞	0	∞	0	∞	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$

Soit α un angle $< 90°$, on a :

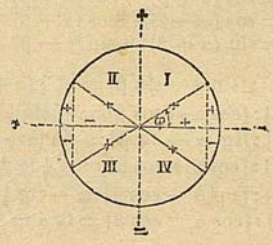
	pour φ compris entre				Supposant $\varphi =$			
	0° et 90°	90° et 180°	180° et 270°	270° et 360°	$\pm\alpha$	$90 \pm \alpha$	$180 \pm \alpha$	$270 \pm \alpha$
sin φ*) =	+	+	−	−	$\pm \sin\alpha$	$+\cos\alpha$	$\mp \sin\alpha$	$-\cos\alpha$
cos φ =	+	−	−	+	$+\cos\alpha$	$\mp \sin\alpha$	$-\cos\alpha$	$\pm \sin\alpha$
tg φ =	+	−	+	−	$\pm \operatorname{tg}\alpha$	$\mp \operatorname{ctg}\alpha$	$\pm \operatorname{tg}\alpha$	$\mp \operatorname{ctg}\alpha$
ctg φ =	+	−	+	−	$\pm \operatorname{ctg}\alpha$	$\mp \operatorname{tg}\alpha$	$\pm \operatorname{ctg}\alpha$	$\mp \operatorname{tg}\alpha$

*) V. Fig. 1.

a. Formules fondamentales.

1. $\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1$
2. $\operatorname{tg}\alpha \operatorname{ctg}\alpha = 1$
3. $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{\cos\alpha}$
4. $\operatorname{ctg}\alpha = \dfrac{\cos\alpha}{\sin\alpha}$
5. $1 + \operatorname{tg}^2\alpha = \dfrac{1}{\cos^2\alpha}$
6. $1 + \operatorname{ctg}^2\alpha = \dfrac{1}{\sin^2\alpha}$

Fig 1



b. Fonctions exprimées au moyen d'autres fonctions.

1. $\sin\alpha = \sqrt{1-\cos^2\alpha} = \dfrac{\operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \dfrac{1}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}$
2. $\cos\alpha = \sqrt{1-\sin^2\alpha} = \dfrac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \dfrac{\operatorname{ctg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}$
3. $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{\sqrt{1-\sin^2\alpha}} = \dfrac{\sqrt{1-\cos^2\alpha}}{\cos\alpha} = \dfrac{1}{\operatorname{ctg}\alpha}$
4. $\operatorname{ctg}\alpha = \dfrac{\sqrt{1-\sin^2\alpha}}{\sin\alpha} = \dfrac{\cos\alpha}{\sqrt{1-\cos^2\alpha}} = \dfrac{1}{\operatorname{tg}\alpha}$

c. Relations dans lesquelles entrent 2 angles.

1. $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin\alpha\cos\beta \pm \cos\alpha\sin\beta$
2. $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos\alpha\cos\beta \mp \sin\alpha\sin\beta$
3. $\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta] : [1 \mp \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta]$
4. $\operatorname{ctg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta \mp 1] : [\operatorname{ctg}\beta \pm \operatorname{ctg}\alpha]$

5. $\sin\alpha + \sin\beta = 2\sin\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$
6. $\sin\alpha - \sin\beta = 2\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$

7. $\cos\alpha + \cos\beta = 2\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$
8. $\cos\alpha - \cos\beta = -2\sin\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$
9. $\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta = \dfrac{\sin(\alpha\pm\beta)}{\cos\alpha\cos\beta}$ 10. $\operatorname{ctg}\alpha \pm \operatorname{ctg}\beta = \dfrac{\sin(\beta\pm\alpha)}{\sin\alpha\sin\beta}$

11. $\sin^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \cos^2\alpha = \sin(\alpha+\beta)\sin(\alpha-\beta)$
12. $\cos^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \sin^2\alpha = \cos(\alpha+\beta)\cos(\alpha-\beta)$
13. $[\operatorname{tg}^2\alpha - \operatorname{tg}^2\beta] : [\operatorname{ctg}^2\beta - \operatorname{ctg}^2\alpha] = \operatorname{tg}^2\alpha\operatorname{tg}^2\beta$

14. $2\sin\alpha\sin\beta = \cos(\alpha-\beta) - \cos(\alpha+\beta)$
15. $2\cos\alpha\cos\beta = \cos(\alpha-\beta) + \cos(\alpha+\beta)$
16. $2\sin\alpha\cos\beta = \sin(\alpha+\beta) + \sin(\alpha-\beta)$

17. $[\sin\alpha + \sin\beta] : [\sin\alpha - \sin\beta] = \operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\operatorname{ctg}\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$
18. $[\cos\alpha + \cos\beta] : [\cos\alpha - \cos\beta] = -\operatorname{ctg}\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\operatorname{ctg}\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$
19. $[\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta] : [\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta] = \sin(\alpha+\beta) : \sin(\alpha-\beta)$
20. $[\sin\alpha \pm \sin\beta] : [\cos\alpha + \cos\beta] = \operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha\pm\beta)$
21. $[\sin\alpha \pm \sin\beta] : [\cos\alpha - \cos\beta] = -\operatorname{ctg}\frac{1}{2}(\alpha\mp\beta)$
22. $[\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta] : [\cos\alpha \pm \cos\beta] = \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta.$

d. Formules où n'entre qu'un seul angle.

1. $\sin 2\alpha = 2\sin\alpha\cos\alpha$; $\sin\alpha = 2\sin\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}$
2. $\sin 3\alpha = 3\sin\alpha\cos^2\alpha - \sin^3\alpha = 3\sin\alpha - 4\sin^3\alpha$
3. $\sin n\alpha = n\sin\alpha\cos^{n-1}\alpha - (n)_3\sin^3\alpha\cos^{n-3}\alpha + (n)_5\sin^5\alpha\cos^{n-5}\alpha - \ldots$ *)
4. $\cos 2\alpha = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha = 2\cos^2\alpha - 1$
5. $\cos 3\alpha = \cos^3\alpha - 3\sin^2\alpha\cos\alpha = 4\cos^3\alpha - 3\cos\alpha$
6. $\cos n\alpha = \cos^n\alpha - (n)_2\sin^2\alpha\cos^{n-2}\alpha + (n)_4\sin^4\alpha\cos^{n-4}\alpha - \ldots$ *)
7. $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \dfrac{\sin\alpha}{1+\cos\alpha} = \dfrac{1-\cos\alpha}{\sin\alpha} = \sqrt{\dfrac{1-\cos\alpha}{1+\cos\alpha}}$
8. $\operatorname{tg} 2\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}^2\alpha}$ 9. $\operatorname{tg} 3\alpha = \dfrac{3\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}^3\alpha}{1-3\operatorname{tg}^2\alpha}$
10. $\operatorname{ctg} 2\alpha = \dfrac{\operatorname{ctg}^2\alpha - 1}{2\operatorname{ctg}\alpha}$ 11. $\operatorname{ctg} 3\alpha = \dfrac{\operatorname{ctg}^3\alpha - 3\operatorname{ctg}\alpha}{3\operatorname{ctg}^2\alpha - 1}$
12. $\sin\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}}$ 13. $\cos\alpha = \dfrac{1-\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}}$
14. $\sin\alpha \pm \cos\alpha = \sqrt{1 \pm \sin 2\alpha}.$

*) Voir Binôme de Newton pour la valeur de l'expression $(n)_p$, p. 33.

e. Puissances du sinus et du cosinus.

1. $2\sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha$; 2. $2\cos^2\alpha = 1 + \cos 2\alpha$
3. $4\sin^3\alpha = -\sin 3\alpha + 3\sin\alpha$; 4. $4\cos^3\alpha = \cos 3\alpha + 3\cos\alpha$
5. Si n est *impair* :

$$\sin^n\alpha = \left(\frac{1}{2i}\right)^{n-1}[\sin n\alpha - (n)_1 \sin(n-2)\alpha + (n)_2 \sin(n-4)\alpha$$
$$- (n)_3 \sin(n-6)\alpha + \ldots + (n)_{\frac{n-3}{2}} \sin 3\alpha - (n)_{\frac{n-1}{2}} \sin\alpha].$$

Si n est *pair* :

$$\sin^n\alpha = \frac{1}{(-1)^{\frac{n}{2}}}[\cos n\alpha - (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha .$$
$$- (n)_{\frac{n-4}{2}} \cos 4\alpha + (n)_{\frac{n-2}{2}} \cos 2\alpha] + (n)_{\frac{n}{2}}\left(\frac{1}{2^n i^n}\right)$$

6. Si n est *impair* :

$$\cos^n\alpha = \left(\frac{1}{2}\right)^{n-1}[\cos n\alpha + (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha$$
$$+ (n)_3 \cos(n-6)\alpha + \ldots + (n)_{\frac{n-3}{2}} \cos 3\alpha + (n)_{\frac{n-1}{2}} \cos\alpha]$$

Si n est *pair* :

$$\cos^n\alpha = \left(\frac{1}{2}\right)^{n-1}[\cos n\alpha + (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha$$
$$+ (n)_3 \cos(n-6)\alpha + \ldots + (n)_{\frac{n-4}{2}} \cos 4\alpha + (n)_{\frac{n-2}{2}} \cos 2\alpha]$$
$$+ (n)_{\frac{n}{2}}\left(\frac{1}{2}\right)^n .$$

Pour la signification de $(n)_p$ voir Binôme de Newton, p. 33.

f. Relations entre les lignes trigonométriques de 3 angles dont la somme = 180°.

1. $\sin\alpha + \sin\beta + \sin\gamma = 4\cos\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\beta}{2}\cos\frac{\gamma}{2}$

2. $\sin\alpha + \sin\beta - \sin\gamma = 4\sin\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\beta}{2}\cos\frac{\gamma}{2}$

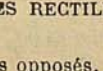
3. $\cos\alpha + \cos\beta + \cos\gamma = 1 + 4\sin\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\beta}{2}\sin\frac{\gamma}{2}$
4. $\sin^2\alpha + \sin^2\beta + \sin^2\gamma = 2\cos\alpha\cos\beta\cos\gamma + 2$
5. $\sin^2\alpha + \sin^2\beta - \sin^2\gamma = 2\sin\alpha\sin\beta\cos\gamma$
6. $\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\gamma = \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta\operatorname{tg}\gamma$
7. $\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta + \operatorname{ctg}\gamma = \operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta\operatorname{ctg}\gamma$
8. $\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta + \operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\gamma + \operatorname{ctg}\beta\operatorname{ctg}\gamma = 1.$

g. Relations entre les arcs des différentes fonctions.

1. $\operatorname{arc\,sin} u = \operatorname{arc\,cos}\sqrt{1-u^2} = \operatorname{arc\,tg}\frac{u}{\sqrt{1-u^2}} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,cos} u$
2. $\operatorname{arc\,cos} u = \operatorname{arc\,sin}\sqrt{1-u^2} = \operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{1-u^2}}{u} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,sin} u$
3. $\operatorname{arc\,tg} u = \operatorname{arc\,sin}\frac{u}{\sqrt{1+u^2}} = \operatorname{arc\,cos}\frac{1}{\sqrt{1+u^2}} = \operatorname{arc\,ctg}\frac{1}{u}$
$= \frac{1}{2}\operatorname{arc\,tg}\frac{2u}{1-u^2} = \frac{1}{2}\operatorname{arc\,sin}\frac{2u}{1+u^2} = \frac{1}{2}\operatorname{arc\,cos}\frac{1-u^2}{1+u^2}$
4. $\operatorname{arc\,sin} u \pm \operatorname{arc\,sin} v = \operatorname{arc\,sin}\left(u\sqrt{1-v^2} \pm v\sqrt{1-u^2}\right)$
$= \operatorname{arc\,cos}\left(\sqrt{1-u^2}\sqrt{1-v^2} \mp uv\right)$
5. $\operatorname{arc\,cos} u \pm \operatorname{arc\,cos} v = \operatorname{arc\,sin}\left(v\sqrt{1-u^2} \pm u\sqrt{1-v^2}\right)$
$= \operatorname{arc\,cos}\left(uv \mp \sqrt{1-u^2}\sqrt{1-v^2}\right)$
6. $\operatorname{arc\,tg} u \pm \operatorname{arc\,tg} v = \operatorname{arc\,tg}\frac{u \pm v}{1 \mp uv}.$

B. RÉSOLUTION DES TRIANGLES RECTILIGNES

Soient a, b, c les côtés, α, β, γ les angles opposés, S la surface du triangle, r le rayon du cercle inscrit, R le rayon du cercle circonscrit et $\frac{a+b+c}{2} = s$, on a :



1. $\frac{a}{\sin\alpha} = \frac{b}{\sin\beta} = \frac{c}{\sin\gamma} = 2R$
2. $a = b\cos\gamma + c\cos\beta,\ b = c\cos\alpha + a\cos\gamma,\ c = a\cos\beta + b\cos\alpha$
3. $r = 4R\sin\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\beta}{2}\sin\frac{\gamma}{2} = \frac{abc}{4Rs}$

4. $(a+b)\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)=c\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$

5. $(a-b)\sin\frac{1}{2}(\alpha+\beta)=c\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$



6. $\dfrac{a+b}{a-b}=\dfrac{\operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha+\beta)}{\operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha-\beta)}$ 7. $\operatorname{tg}\alpha=\dfrac{a\sin\gamma}{b-a\cos\gamma}$

8. $a^2=b^2+c^2-2bc\cos\alpha=(b+c)^2-4bc\cos^2\frac{1}{2}\alpha$

9. $\sin\dfrac{\alpha}{2}=\sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{bc}}$ 10. $\cos\dfrac{\alpha}{2}=\sqrt{\dfrac{s(s-a)}{bc}}$

11. $\operatorname{tg}\dfrac{\alpha}{2}=\sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{s(s-a)}}=\dfrac{r}{s-a}$ 12. $\operatorname{tg}\dfrac{\beta}{2}=\dfrac{r}{s-b}$

13. $r=\sqrt{\dfrac{(s-a)(s-b)(s-c)}{s}}$

14. $S=\frac{1}{2}ab\sin\gamma=\dfrac{a^2\sin\beta\sin\gamma}{2\sin\alpha}=2R^2\sin\alpha\sin\beta\sin\gamma$

$=r^2\operatorname{ctg}\dfrac{\alpha}{2}\operatorname{ctg}\dfrac{\beta}{2}\operatorname{ctg}\dfrac{\gamma}{2}=\sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}=rs=\dfrac{abc}{4R}$.

Si a et b sont les côtés et c l'hypoténuse d'un triangle rectangle, on a les relations suivantes :

1. $a=c\sin\alpha$ 2. $b=c\cos\alpha$
3. $a=b\operatorname{tg}\alpha$ 4. $b=a\operatorname{ctg}\alpha$
5. $S=\frac{1}{2}ab=\frac{1}{2}a^2\operatorname{ctg}\alpha=\frac{1}{2}b^2\operatorname{tg}\alpha=\frac{1}{4}c^2\sin 2\alpha$.

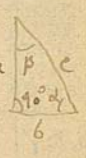


Tableau pour la résolution des triangles obliquangles.

Données	Inconnues	Formules
a, b, c	α	$\cos\alpha = \dfrac{b^2+c^2-a^2}{2bc}$, posons $\dfrac{a+b+c}{2} = s$, alors
		$\cos\dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{s(s-a)}{bc}}$; $\sin\dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{bc}}$
	S	$S = \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}$
a, b, α	β	$\sin\beta = \dfrac{b\sin\alpha}{a}$ · Pour $a > b$ et $\beta < 90°$ le signe inférieur doit être rejeté; pour $b > a$ il y a deux solutions.
	γ	$\gamma = 180° - (\alpha+\beta)$
	c	$c = \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = b\cos\alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2\sin^2\alpha}$
	S	$S = \dfrac{ab\sin\gamma}{2} = \dfrac{b\sin\alpha}{2}\left(b\cos\alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2\sin^2\alpha}\right)$
a, α, β	b	$b = \dfrac{a\sin\beta}{\sin\alpha}$
	γ	$\gamma = 180° - (\alpha+\beta)$
	c	$c = \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \dfrac{a(\sin\alpha+\beta)}{\sin\alpha}$
	S	$S = \dfrac{ab\sin\gamma}{2} = \dfrac{a^2\sin\beta\sin\gamma}{2\sin\alpha}$
a, b, γ	α	$\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{a\sin\gamma}{b - a\cos\gamma}$
	β	$\dfrac{\alpha+\beta}{2} = 90° - \dfrac{\gamma}{2}$; $\operatorname{tg}\dfrac{\alpha-\beta}{2} = \dfrac{a-b}{a+b}\operatorname{cotg}\dfrac{\gamma}{2}$
	c	$c = \sqrt{a^2+b^2-2ab\cos\gamma}$
		$= \sqrt{(a+b)^2 - 4ab\cos^2\dfrac{\gamma}{2}}$
		$= \sqrt{(a-b)^2 + 4ab\sin^2\dfrac{\gamma}{2}}$
		$= \dfrac{a-b}{\cos\varphi}$, si $\operatorname{tg}\varphi = \dfrac{2\sin\frac{\gamma}{2}\sqrt{ab}}{a-b}$.
		$= \dfrac{a\sin\gamma}{\sin\alpha}$
	S	$S = \dfrac{ab\sin\gamma}{2}$

C. POLYGONES RÉGULIERS

Si S est la surface d'un polygone régulier, P son périmètre, a son côté, r le rayon du cercle inscrit, R le rayon du cercle circonscrit, n le nombre de ses côtés, on a les relations suivantes :

1. $S = \frac{n}{4} a^2 \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} = \frac{n}{2} R^2 \sin \frac{2\pi}{n} = nr^2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{n}$

2. $P = na = 2nR \sin \frac{\pi}{n} = 2nr \operatorname{tg} \frac{\pi}{n}$

3. On a pour :

$n=$	S	S	R	a	$\frac{r}{R}$
3	0,4330 a^2	1,2990 R^2	0,5774 a	1,7321 R	0,50000
4	1,0000 -	2,0000 -	0,7071 -	1,4142 -	0,70711
5	1,7205 -	2,3776 -	0,8507 -	1,1756 -	0,80902
6	2,5981 -	2,5981 -	1,0000 -	1,0000 -	0,86603
7	3,6339 -	2,7364 -	1,1524 -	0,8678 -	0,90097
8	4,8284 -	2,8284 -	1,3066 -	0,7654 -	0,92388
9	6,1818 -	2,8925 -	1,4619 -	0,6840 -	0,93969
10	7,6942 -	2,9389 -	1,6180 -	0,6180 -	0,95106
11	9,3656 -	2,9735 -	1,7747 -	0,5635 -	0,95937
12	11,1962 -	3,0000 -	1,9319 -	0,5176 -	0,96593
13	13,1858 -	3,0207 -	2,0893 -	0,4786 -	0,97095
14	15,3345 -	3,0372 -	2,2470 -	0,4450 -	0,97493
15	17,6424 -	3,0505 -	2,4049 -	0,4158 -	0,97815
16	20,1094 -	3,0615 -	2,5629 -	0,3902 -	0,98078

D. FORMULES POUR LA RÉSOLUTION DES TRIANGLES SPHÉRIQUES

Soient a, b, c les côtés, α, β, γ les angles opposés correspondants et S la surface du triangle, on a alors :

1. $\sin \frac{a}{2} = \sqrt{\frac{-\cos\sigma \cos(\sigma-\alpha)}{\sin\beta \sin\gamma}}$; $\cos \frac{a}{2} = \sqrt{\frac{\cos(\sigma-\beta)\cos(\sigma-\gamma)}{\sin\beta\sin\gamma}}$

où $\sigma = \frac{\alpha+\beta+\gamma}{2}$

2. $\cos\alpha = -\cos\beta\cos\gamma + \sin\beta\sin\gamma\cos a.$

3. $\frac{\sin a}{\sin\alpha} = \frac{\sin b}{\sin\beta} = \frac{\sin c}{\sin\gamma}$

4. $\cos a = \cos b \cos c + \sin b \sin c \cos\alpha$

5. $\cos a \sin b = \sin a \cos b \cos\gamma + \sin c \cos\alpha$
$\operatorname{ctg} a \sin b = \sin\gamma \operatorname{ctg}\alpha + \cos\gamma \cos b.$

6. $\cos\alpha \sin\beta = \sin\gamma \cos a - \sin\alpha \cos c \cos\beta$
$\operatorname{ctg}\alpha \sin\beta = \sin c \operatorname{ctg} a - \cos c \cos\beta.$

7. $\sin\frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{\sin(s-b)\sin(s-c)}{\sin b \sin c}}$; $\cos\frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{\sin s \sin(s-a)}{\sin b \sin c}}$

où $s = \frac{a+b+c}{2}$

8. Si $\alpha+\beta+\gamma-180° = \varepsilon$,

$\operatorname{ctg}\frac{1}{2}\varepsilon = \frac{\operatorname{ctg}\frac{1}{2}a \operatorname{ctg}\frac{1}{2}b + \cos\gamma}{\sin\gamma}$

et $\operatorname{tg}\frac{1}{4}\varepsilon = \sqrt{\operatorname{tg}\frac{s}{2}.\operatorname{tg}\frac{s-a}{2}.\operatorname{tg}\frac{s-b}{2}.\operatorname{tg}\frac{s-c}{2}}$.

9. $S = \frac{(\alpha+\beta+\gamma-180°)}{180°}.\ \pi r^2$, r étant le rayon de la sphère.

Analogies de Neper.

1. $\operatorname{tg}\frac{1}{2}(a+b) = \frac{\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)}{\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)}\operatorname{tg}\frac{c}{2}$; $\operatorname{tg}\frac{1}{2}(a-b) = \frac{\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)}{\sin\frac{1}{2}(\alpha+\beta)}\operatorname{tg}\frac{c}{2}$

2. $\operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha+\beta) = \frac{\cos\frac{1}{2}(a-b)}{\cos\frac{1}{2}(a+b)}\operatorname{ctg}\frac{\gamma}{2}$; $\operatorname{tg}\frac{1}{2}(\alpha-\beta) = \frac{\sin\frac{1}{2}(a-b)}{\sin\frac{1}{2}(a+b)}\operatorname{ctg}\frac{\gamma}{2}$

Formules de Gauss.

1. $\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cos\frac{c}{2} = \cos\frac{1}{2}(a+b)\sin\frac{\gamma}{2}$.

2. $\sin\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cos\frac{c}{2} = \cos\frac{1}{2}(a-b)\cos\frac{\gamma}{2}$.

3. $\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)\sin\frac{c}{2} = \sin\frac{1}{2}(a+b)\sin\frac{\gamma}{2}$.

4. $\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)\sin\frac{c}{2} = \sin\frac{1}{2}(a-b)\cos\frac{\gamma}{2}$.

Si c est l'hypoténuse d'un triangle rectangle sphérique, on a les formules suivantes :

$\cos c = \cos a \cos b = \operatorname{ctg}\alpha \operatorname{ctg}\beta$

$\sin\alpha = \frac{\sin a}{\sin c}$; $\cos\alpha = \frac{\operatorname{tg} b}{\operatorname{tg} c}$; $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\operatorname{tg} a}{\sin b}$; $\cos a = \frac{\cos\alpha}{\sin\beta}$.

IV. ALGÈBRE

A. DÉTERMINANTS

1. Un déterminant est du n^e ordre lorsqu'il contient n lignes et n colonnes (c'est-à-dire n^2 éléments).

2. Un déterminant du n^e ordre contient dans son développement 1. 2. 3.... n termes qui sont moitié positifs et moitié négatifs.

3. Le calcul d'un déterminant du n^e ordre consiste dans la décomposition de ce déterminant en n déterminants partiels de l'ordre $(n-1)$.

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} = a_1 b_2 - b_1 a_2$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix} - a_2 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix} + a_3 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \end{vmatrix}$$

4. Lorsque, dans un déterminant, on change les lignes en colonnes, et vice-versâ, le déterminant ne change pas de valeur :

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 \\ b_1 & b_2 \end{vmatrix}, \quad \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}$$

5. Lorsque, dans un déterminant, on permute deux lignes ou deux colonnes, le déterminant conserve sa valeur absolue mais change de signe :

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = - \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_3 & b_3 & c_3 \\ a_2 & b_2 & c_2 \end{vmatrix} = - \begin{vmatrix} b_1 & a_1 & c_1 \\ b_2 & a_2 & c_2 \\ b_3 & a_3 & c_3 \end{vmatrix}$$

6. Si, dans un déterminant, les éléments correspondants de deux lignes ou de deux colonnes sont égaux entre eux, ce déterminant est égal à zéro :

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \end{vmatrix} = 0 \quad \begin{vmatrix} a_1 & a_1 & b_1 \\ a_2 & a_2 & b_2 \\ a_3 & a_3 & b_3 \end{vmatrix} = 0$$

7. Pour multiplier ou diviser un déterminant par un nombre, on multiplie ou divise tous les éléments d'une ligne ou d'une colonne par ce nombre :

$$p \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} pa_1 & pb_1 & pc_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} pa_1 & b_1 & c_1 \\ pa_2 & b_2 & c_2 \\ pa_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix}$$

8. $$\begin{vmatrix} a_1 + p_1 + q_1, & b_1 & c_1 \\ a_2 + p_2 + q_2, & b_2 & c_2 \\ a_3 + p_3 + q_3, & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & b_1 & c_1 \\ p_2 & b_2 & c_2 \\ p_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} q_1 & b_1 & c_1 \\ q_2 & b_2 & c_2 \\ q_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} a_1 + p_1, & b_1 + q_1 \\ a_2 + p_2, & b_2 + q_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & b_1 \\ p_2 & b_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} a_1 & q_1 \\ a_2 & q_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & q_1 \\ p_2 & q_2 \end{vmatrix}$$

9. $\begin{vmatrix} a_1 + pb_1, b_1 c_1 \\ a_2 + pb_2, b_2 c_2 \\ a_3 + pb_3, b_3 c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 b_1 c_1 \\ a_2 b_2 c_2 \\ a_3 b_3 c_3 \end{vmatrix}$

10. $\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ x_1 - a x_2 - a x_3 - a \\ y_1 - b y_2 - b y_3 - b \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 x_1 - a y_1 - b \\ 1 x_2 - a y_2 - b \\ 1 x_3 - a y_3 - b \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 x_1 y_1 \\ 1 x_2 y_2 \\ 1 x_3 y_3 \end{vmatrix}$

11. $\begin{vmatrix} x & a & b \\ -a & x & c \\ -b & -c & x \end{vmatrix} = x^3 + x(a^2 + b^2 + c^2)$. Ce déterminant, polynôme impair en x, s'annule pour $x = 0$.

$\begin{vmatrix} x & a & b & c \\ -a & x & d & e \\ -b & -d & x & f \\ -c & -e & -f & x \end{vmatrix} = x^4 + x^2(a^2 + b^2 + c^2 + d^2 + e^2 + f^2) + (af + cd - eb)^2$. Pour $x = 0$ le déterminant d'un ordre pair se réduit au terme tout connu qui est un carré parfait.

12. $\begin{vmatrix} a_1 b_1 \\ a_2 b_2 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \alpha_1 \beta_1 \\ \alpha_2 \beta_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 \alpha_1 + b_1 \beta_1, a_1 \alpha_2 + b_1 \beta_2 \\ a_2 \alpha_1 + b_2 \beta_1, a_2 \alpha_2 + b_2 \beta_2 \end{vmatrix}$

$\begin{vmatrix} a_1 b_1 c_1 \\ a_2 b_2 c_2 \\ a_3 b_3 c_3 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \alpha_1 \beta_1 \gamma_1 \\ \alpha_2 \beta_2 \gamma_2 \\ \alpha_3 \beta_3 \gamma_3 \end{vmatrix} =$

$\begin{vmatrix} a_1 \alpha_1 + b_1 \beta_1 + c_1 \gamma_1, a_1 \alpha_2 + b_1 \beta_2 + c_1 \gamma_2, a_1 \alpha_3 + b_1 \beta_3 + c_1 \gamma_3 \\ a_2 \alpha_1 + b_2 \beta_1 + c_2 \gamma_1, a_2 \alpha_2 + b_2 \beta_2 + c_2 \gamma_2, a_2 \alpha_3 + b_2 \beta_3 + c_2 \gamma_3 \\ a_3 \alpha_1 + b_3 \beta_1 + c_3 \gamma_1, a_3 \alpha_2 + b_3 \beta_2 + c_3 \gamma_2, a_3 \alpha_3 + b_3 \beta_3 + c_3 \gamma_3 \end{vmatrix}$

$\begin{vmatrix} a_1 b_1 c_1 \\ a_2 b_2 c_2 \\ a_3 b_3 c_3 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \alpha_1 \beta_1 \\ \alpha_2 \beta_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 b_1 c_1 \\ a_2 b_2 c_2 \\ a_3 b_3 c_3 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_1 & \beta_1 \\ 0 & \alpha_2 & \beta_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 b_1 \alpha_1 + c_1 \beta_1 b_1 \alpha_2 + c_1 \beta_2 \\ a_2 b_2 \alpha_1 + c_2 \beta_1 b_2 \alpha_2 + c_2 \beta \\ a_3 b_3 \alpha_1 + c_3 \beta_1 b_3 \alpha_2 + c_3 \beta_2 \end{vmatrix}$

B. ÉQUATIONS D'UN DEGRÉ INFÉRIEUR

a. Équations du premier degré.

1. A 2 inconnues :

$$\left.\begin{matrix} a x + b y = c \\ a_1 x + b_1 y = c_1 \end{matrix}\right\}; \; x = \frac{b_1 c - b c_1}{a b_1 - a_1 b}; \; y = \frac{a c_1 - a_1 c}{a b_1 - a_1 b}$$

ou bien (v. chap. précédent) $x = \begin{vmatrix} c & b \\ c_1 & b_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix}$; $y = \begin{vmatrix} a & c \\ a_1 & c_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix}$

2. Équations homogènes :

$$\left.\begin{matrix} ax + by + cz = 0 \\ a_1 x + b_1 y + c_1 z = 0 \end{matrix}\right\}; \; x : y : z = \begin{vmatrix} b & c \\ b_1 & c_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} c & a \\ c_1 & a_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix}$$

3. Supposons que l'on ait 3 équations à trois inconnues :

$$\left.\begin{matrix} ax + by + cz = d \\ a_1 x + b_1 y + c_1 z = d_1 \\ a_2 x + b_2 y + c_2 z = d_2 \end{matrix}\right\}. \text{ Posons } \begin{vmatrix} a & b & c \\ a_1 b_1 c_1 \\ a_2 b_2 c_2 \end{vmatrix} = \mathrm{D}, \text{ alors}$$

$$-x = \begin{vmatrix} d & b & c \\ d_1 b_1 c_1 \\ d_2 b_2 c_2 \end{vmatrix} : \mathrm{D}; \; -y = \begin{vmatrix} a & d & c \\ a_1 d_1 c_1 \\ a_2 d_2 c_2 \end{vmatrix} : \mathrm{D}; \; -z = \begin{vmatrix} a & b & d \\ a_1 b_1 d_1 \\ a_2 b_2 d_2 \end{vmatrix} : \mathrm{D},$$

4. On résoudrait de même n équation à n inconnues ou bien :

On combine toutes les équations 2 à 2 de manière à faire disparaître toujours la même inconnue; on obtient alors $(n-1)$ équations ne contenant plus que $(n-1)$ inconnues. En continuant par le même procédé, on arrive finalement à deux équations à deux inconnue que l'on résoud par les formules 1.

Exemple.

		Facteurs		
1.	$x+2y+3z+4u=30$	3	1	1
2.	$2x-y+2z+3u=18$	-4		
3.	$3x+3y+z+2u=20$		-2	
4.	$4x-2y+4z+u=16$			-4
	$-5x+10y+z=18$	1		
	$-5x-4y+z=-10$	-1	3	
	$-15x+10y-13z=-34$		-1	

$$14y=28;\quad y=2$$
$$-22y+16z=4$$
$$16z=4+22\times 2=48;\quad z=3$$
$$5x=10y+z-18=10\times 2+3-18=5$$
$$x=1$$
$$u=16-4x+2y-4z$$
$$=16-4\times 1+2\times 2-4\times 3=4.$$

b. Équations du deuxième degré.

1. $x^2+px+q=0$; $\quad x=-\frac{p}{2}\pm\sqrt{\frac{p^2}{4}-q}$

$ax^2+bx+c=0$; $\quad x=\frac{-b\pm\sqrt{b^2-4ac}}{2a}$

2. $x^{2n}+px^n+q=0$; $\quad x=\sqrt[n]{-\frac{p}{2}\pm\sqrt{\frac{p^2}{4}-q}}$

3. Si $x\pm y=s$ et $xy=p$, on a :

$$x=\frac{s+\sqrt{s^2\mp 4p}}{2};\quad y=\pm\frac{s-\sqrt{s^2\mp 4p}}{2}.$$

c. Équations du troisième degré.

$$x^3+ax^2+bx+c=0$$

Posons $\quad x=z-\frac{1}{3}a,$

alors l'équation réduite se présente sous la forme

$$z^3 + pz + q = 0.$$

1. Si l'expression $(\frac{1}{2}q)^2 + (\frac{1}{3}p)^3$ est *positive*, on a d'après la formule de Cardan

$$z = \sqrt[3]{-\tfrac{1}{2}q + \sqrt{(\tfrac{1}{2}q)^2 + (\tfrac{1}{3}p)^3}} + \sqrt[3]{-\tfrac{1}{2}q - \sqrt{(\tfrac{1}{2}q)^2 + (\tfrac{1}{3}p)^3}}.$$

Les deux autres racines sont imaginaires.

2. Si l'expression $(\frac{1}{2}q)^2 + (\frac{1}{3}p)^3$ est *négative*, on a :

$z_1 = \sqrt{-\frac{4}{3}p}\sin\varepsilon$; $z_2 = \sqrt{-\frac{4}{3}p}\sin(60° - \varepsilon)$; $z_3 = -\sqrt{-\frac{4}{3}p}\sin(60° + \varepsilon)$

la valeur de ε étant tirée de la relation

$$\sin 3\varepsilon = \tfrac{1}{2}\sqrt{\frac{1}{(-\frac{1}{3}p)^3}}.$$

Si q est négatif les racines z changent de signes.

d. Équations du quatrième degré.

Méthode de Ferrari. Soit à résoudre l'équation :

$$x^4 + ax^3 + bx^2 + cx + d = 0. \qquad (1)$$

Pour chaque valeur de z on a :

$$\left(x^2 + \frac{a}{2}x + z\right)^2 = \left(\frac{a^2}{4} - b + 2z\right)x^2 + (az - c)x + z^2 - d. \qquad (2)$$

le deuxième membre de l'équation (2) devient aussi un carré parfait si on détermine z au moyen de l'équation du 3e degré :

$$\left(\frac{a^2}{4} - b + 2z\right).(z^2 - d) = \left(\frac{az - c}{4}\right)^2$$

ou

$$2z^3 - bz^2 + \left(\frac{ac - 4d}{2}\right)z - \left(\frac{a^2}{4} - b\right)d - \frac{c^2}{4} = 0. \qquad (3)$$

En extrayant alors la racine carrée des deux membres, on obtient, en tenant compte du double signe, deux équations du second degré dont les quatre racines sont celles de l'équation du quatrième degré.

C. MÉTHODES APPROXIMATIVES POUR RÉSOUDRE LES ÉQUATIONS D'UN DEGRÉ SUPÉRIEUR AU QUATRIÈME, AINSI QUE LES ÉQUATIONS TRANSCENDANTES.

a. Méthode de Newton.

$f(x) = 0$ est l'équation à résoudre, $f'(x)$ et $f''(x)$ sa première et sa seconde dérivée par rapport à x.

On remplace, dans l'équation à résoudre, x par une valeur x_1 voisine

de l'une des racines de cette équation et obtenue par tâtonnement : on obtient une deuxième valeur x_2 plus rapprochée de cette racine que la précédente en posant :

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} - \frac{[f(x_1)]^2}{2} \cdot \frac{f''(x_1)}{[f'(x_1)]^3};$$

on peut quelquefois se contenter de l'approximation donnée par les deux premiers termes. On obtient une deuxième valeur corrigée en posant :

$$x_3 = x_2 - \frac{f(x_2)}{f'(x_2)} \text{ etc.}$$

On continue de cette manière jusqu'à ce que la valeur approchée x_n diffère de la précédente x_{n-1} d'une quantité telle qu'on puisse la négliger.

6. Formules d'interpolation de Lagrange.

1. Soient $y = f(x)$ une fonction uniforme de x, finie et continue ainsi que ses dérivées dans l'intervalle considéré, $y_1, y_2, \ldots y_n$ les valeurs correspondant aux valeurs $x_1, x_2, \ldots x_n$ de la variable, on peut, dans le voisinage des valeurs $x_1, x_2 \ldots x_n$, poser approximativement :

$$f(x) = \frac{(x-x_2)\cdot(x-x_3)\ldots(x-x_n)}{(x_1-x_2)(x_1-x_3)\ldots(x_1-x_n)} f(x_1)$$
$$+ \frac{(x-x_1)\cdot(x-x_3)\ldots(x-x_n)}{(x_2-x_1)(x_2-x_3)\ldots(x_2-x_n)} f(x_2) + \ldots$$
$$+ \frac{(x-x_1)(x-x_2)\ldots(x-x_{n-1})}{(x_n-x_1)(x_n-x_2)\ldots(x_n-x_{n-1})} f(x_n).$$

Cette formule nous donne ainsi l'expression approchée de la fonction $f(x)$ dans l'intervalle considéré, sans connaître la fonction explicitement.

Soit maintenant une équation à résoudre : $f(x) = 0$. On peut poser $f(x) = z$, considérer x comme une fonction de z et calculer les valeurs numériques de z correspondant à quelques valeurs de x se trouvant dans le voisinage d'une racine, on applique la formule ci-dessus, et la valeur de x correspondant à $z = 0$ donne approximativement ladite racine.

V. CALCUL DIFFÉRENTIEL

A. FORMULES DIFFÉRENTIELLES

Dans les formules suivantes, les grandeurs u, v, w... peuvent être considérées comme variables indépendantes, ou comme des fonctions d'une même variable (t).

1. $d(a+u) = du.$ 2. $d(au) = a\,.\,du.$
3. $d(u+v+w+\ldots) = du+dv+dw+\ldots$
4. $d(uv) = u\,.\,dv + v\,.\,du.$
5. $d(uvwz\ldots) = \left(\frac{du}{u}+\frac{dv}{v}+\frac{dw}{w}+\frac{dz}{z}+\ldots\right)uvwz\ldots$
6. $d\frac{u}{v} = \frac{v\,.\,du - u\,.\,dv}{v^2}$; $d\frac{\alpha+\beta u}{\gamma+\delta u} = \frac{\beta\gamma+\alpha\delta}{(\gamma+\delta u)^2}du.$
7. $du^m = mu^{m-1}\,.\,du.$ $\qquad$ $d\sqrt{u} = \frac{du}{2\sqrt{u}}.$
8. $da^u = a^u \ln a\,.\,du.$ $\qquad$ $de^u = e^u\,du.$
9. $du^v = u^{v-1}(u\,.\ln u\,.\,dv + v\,.\,du)$
10. $d\log^{(a)} u = \frac{1}{u\,.\ln a}\,.\,du.$ $\qquad$ $d\ln u = \frac{du}{u}.$
11. $d\sin u = \cos u\,.\,du.$ $\qquad$ $d\cos u = -\sin u\,.\,du.$
12. $d\,\mathrm{tg}\,u = \frac{du}{\cos^2 u}.$ $\qquad$ $d\,\mathrm{ctg}\,u = -\frac{du}{\sin^2 u}.$
13. $d\frac{1}{\cos u} = \frac{\sin u\,.\,du}{\cos^2 u}.$ $\qquad$ $d\frac{1}{\sin u} = -\frac{\cos u\,.\,du}{\sin^2 u}.$

Quadrants :
I; II; III; IV;
\+ − − +
− − + +

14. $d\arcsin u = \pm\frac{du}{\sqrt{1-u^2}}$
15. $d\arccos u = \mp\frac{du}{\sqrt{1-u^2}}$
16. $d\arctg u = \frac{du}{1+u^2}.$ $\qquad$ $d\,\mathrm{arc\,ctg}\,u = -\frac{du}{1+u^2}.$
17. $d\left[\arcsin x + x\sqrt{1-x^2}\right] = 2\sqrt{1-x^2}\,dx.$
18. $d\left[\ln\left(x+\sqrt{1+x^2}\right) + x\sqrt{1+x^2}\right] = 2\sqrt{1+x^2}\,dx.$
19. $d\ln\left(x+\sqrt{1+x^2}\right) = \frac{dx}{\sqrt{1+x^2}}.$
20. $d\left[\frac{1}{2}\ln\frac{1+x}{1-x}\right] = \frac{dx}{1-x^2}.$

$$dF(u, v, w, \ldots) = \frac{\partial F}{\partial u} \cdot du + \frac{\partial F}{\partial v} \cdot dv + \frac{\partial F}{\partial w} \cdot dw + \ldots$$

On peut écrire d'une manière symbolique :

$$d^n F(u, v, w \ldots) = \left(\frac{\partial}{\partial u} du + \frac{\partial}{\partial v} dv + \frac{\partial}{\partial w} dw + \ldots\right)^n$$

$$(a) \qquad = \frac{\partial^n F}{\partial u^n} du^n + n \frac{\partial^n F}{\partial u^{n-1} \partial v} du^{n-1} dv + \ldots$$

en ayant soin de changer dans le développement du second membre les n^{me} puissances de ∂ contre les dérivées partielles de F du n^{me} ordre (comme l'indique l'équation a).

B. SÉRIES DE TAYLOR ET DE MAC-LAURIN

1. $$f(x) = f(a) + \frac{x-a}{1} f'(a) + \frac{(x-a)^2}{1.2} f''(a) + \ldots + \frac{(x-a)^{n-1}}{1.2.3\ldots(n-1)} f^{n-1}(a) + R.$$

Dans cette formule $f(a)$, $f'(a)$, $f''(a) \ldots f^{n-1}(a)$ sont les valeurs que prennent $f(x)$ et ses dérivées lorsqu'on y remplace x par a.

Le reste R doit être calculé au moyen de l'une des expressions :

$$R = \frac{(1-\Theta)^{n-1}(x-a)^n}{1.2.3\ldots(n-1)} f^n[a + \Theta(x-a)],$$

$$R = \frac{(x-a)^n}{1.2.3\ldots n} f^n[a + \Theta'(x-a)],$$

dans lesquelles les grandeurs Θ désignent des nombres positifs compris entre 0 et 1.

2. $$f(x) = f(0) + \frac{x}{1} f'(0) + \frac{x^2}{1.2} f''(0) + \ldots + \frac{x^n}{1.2\ldots n} f^n(\Theta x).$$

3. $$f(x+h) = f(x) + \frac{h}{1} f'(x) + \frac{h^2}{1.2} f''(x) + \ldots + \frac{h^n}{1.2.3\ldots n} f^n(x + \Theta h).$$

4. $$f(x+h, y+k) = f(x, y) + \delta f(x, y) + \frac{1}{1.2} \delta^2 f(x, y) + \frac{1}{1.2.3} \delta^3 f(x, y) + \ldots,$$

formule dans laquelle

$$\delta f(x, y) = h \frac{\partial f(x, y)}{\partial x} + k \frac{\partial f(x, y)}{\partial y}$$

$$\delta^2 f(x, y) = h^2 \frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial x^2} + 2hk \frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial x \partial y} + k^2 \frac{\partial^2 f(x, y)}{\partial y^2}$$

$$\delta^3 f(x, y) = h^3 \frac{\partial^3 f(x, y)}{\partial x^3} + 3h^2 k \frac{\partial^3 f(x, y)}{\partial x^2 \partial y} + 3hk^2 \frac{\partial^3 f(x, y)}{\partial x \partial y^2} + k^3 \frac{\partial^3 f(x, y)}{\partial y^3}.$$

C. DÉTERMINATION DES VALEURS QUI APPARAISSENT SOUS UNE FORME INDÉTERMINÉE

1. $\frac{0}{0}$. Si le rapport $\frac{\varphi(x)}{\psi(x)}$ prend la forme $\frac{0}{0}$ pour $x=a$, on obtient véritable valeur de ce rapport en faisant $x=a$ dans $\frac{\varphi'(x)}{\psi'(x)}$ où $\varphi'(x)$ et $\psi'(x)$ désignent les dérivées par rapport à x de $\varphi(x)$ et $\psi(x)$.

Si $\frac{\varphi'(a)}{\psi'(x)}$ se présente aussi sous la forme $\frac{0}{0}$, la véritable valeur du rapport considéré est alors $\frac{\varphi''(a)}{\psi''(a)}$, et ainsi de suite.

2. $\frac{\infty}{\infty}$. On procède de la même manière que pour $\frac{0}{0}$.

3. $0 . \infty$. Si dans l'expression $\varphi(x) . \psi(x)$, on a pour $x=a$, $\varphi(x)=0$ et $\psi(x)=\infty$, on pose pour obtenir la véritable valeur de cette expression $\frac{1}{\psi(x)}=f(x)$, et alors on retombe sur le cas 1.

4. 0^0, 1^∞, ∞^0. Si l'expression $\varphi(x)^{\psi(x)}$ prend l'une de ces formes lorsqu'on y remplace x par a, on a en posant $\varphi(x)^{\psi(x)}=y$:

$$\ln y = \psi(x) . \ln \varphi(x),$$

d'où $$y = e^{\psi(x) . \ln \varphi(x)}.$$

Si l'on pose maintenant $\ln \varphi(x)=f(x)$, on obtient l'expression $\psi(x)f(x)$ dans laquelle la valeur de l'exposant est déterminée d'après 3.

5. $\infty - \infty$. Ce cas est ramené au cas 1 si l'on écrit :

$$\frac{\frac{1}{\infty}-\frac{1}{\infty}}{\frac{1}{\infty}\cdot\frac{1}{\infty}}.$$

D. MAXIMA ET MINIMA

1. *Fonctions à une variable.* — Les valeurs de x correspondant aux maxima et minima de $y=f(x)$, se trouvent en résolvant l'équation

$$f'(x)=0 ; \begin{cases} y \text{ est maximum si } f''(x)<0, \\ y \text{ est minimum si } f''(x)>0. \end{cases}$$

Si $f''(x)=0$, on doit aussi avoir $f'''(x)=0$ pour que les valeurs trouvées de x correspondent au maximum ou au minimum de la fonction considérée; dans le cas d'un maximum on doit alors avoir $f^{IV}(x)<0$, dans celui d'un minimum $f^{IV}(x)>0$.

2. *Fonctions de la forme $f(x,y)=0$ ou fonctions non explicites.* –

Les valeurs qui rendent y maximum ou minimum doivent satisfaire les équations : $f'(x) = 0$, $f(x, y) = 0$, et la condition $f'(y) \lessgtr 0$;

$$y \text{ est maximum quand } \left[-\frac{d^2f}{dx^2}\right] : \left[\frac{df}{dy}\right] < 0$$

$$y \text{ est minimum quand } \left[-\frac{d^2f}{dx^2}\right] : \left[\frac{df}{dx}\right] > 0.$$

3. *Fonction à 2 variables* $z = f(x, y)$. — Les valeurs de x et de y qui rendent cette fonction maxima ou minima doivent satisfaire les équations :

$$f'(x) = 0,\ f'(y) = 0, \text{ et la condition } \frac{d^2f}{dx^2} \cdot \frac{d^2f}{dy^2} - \left[\frac{d^2f}{dxdy}\right]^2 > 0;$$

on a un maximum si $\frac{d^2f}{dx^2}$ et $\frac{d^2f}{dy^2}$ sont tous deux < 0,

et un minimum si $\frac{d^2f}{dx^2}$ et $\frac{d^2f}{dy^2}$ sont tous deux > 0.

4. *Maxima et minima relatifs.* — Il faut rendre $v = f(x, y, z)$ maximum ou minimum sachant que l'on a :

$$\varphi(x, y, z) = 0,\ \psi(x, y, z) = 0.$$

On forme $u = f(x, y, z) + \lambda\varphi(x, y, z) + \mu\psi(x, y, z)$ et l'on pose

$$\frac{\partial u}{\partial x} = f'(x) + \lambda\varphi'(x) + \mu\psi'(x) = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = f'(y) + \lambda\varphi'(y) + \mu\psi'(y) = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = f'(z) + \lambda\varphi'(z) + \mu\psi'(z) = 0$$

$$\varphi(x, y, z) = 0$$

$$\psi(x, y, z) = 0.$$

Entre ces 5 équations, on élimine d'abord λ et μ, et l'on trouve ensuite les valeurs de x, y, z, correspondant soit aux maxima, soit aux minima de la fonction v.

E. DÉCOMPOSITION DES FRACTIONS RATIONNELLES EN FRACTIONS SIMPLES

On ne peut décomposer en fractions simples les fractions rationnelles de la forme :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{Ax^{n-1} + Bx^{n-2} + Cx^{n-3} + \ldots + Px + Q}{x^n + ax^{n-1} + bx^{n-2} + \ldots + px + q},$$

que dans les cas suivants :

1° Quand $F(x)$ est donné sous la forme :

$$F(x) = (x - \alpha)(x - \beta)(x - \gamma)(x - \delta)\ldots$$

alors on pose :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{\alpha_1}{x-\alpha} + \frac{\beta_1}{x-\beta} + \frac{\gamma_1}{x-\gamma} + \frac{\delta_1}{x-\delta} + \dots$$

et l'on trouve les numérateurs en résolvant les équations :

$$\alpha_1 = \frac{f(\alpha)}{F'(\alpha)},\ \beta_1 = \frac{f(\beta)}{F'(\beta)},\ \gamma_1 = \frac{f(\gamma)}{F'(\gamma)},\ \delta_1 = \frac{f(\delta)}{F'(\delta)},\ \text{etc.}$$

2° Quand $F(x)$ est donné sous la forme $F(x) = (x-a)^n\,\varphi(x)$, alors on décompose de la manière suivante :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{\alpha_1}{(x-\alpha)^n} + \frac{\alpha_2}{(x-\alpha)^{n-1}} + \frac{\alpha_3}{(x-\alpha)^{n-2}} + \dots + \frac{\alpha_n}{x-\alpha} + \frac{\psi(x)}{\varphi(x)}.$$

Les différents numérateurs ne sont autres que les coefficients que l'on obtient en faisant la division suivante, après avoir ordonné le numérateur et le dénominateur suivant les puissances croissantes de Z :

$$\frac{f(\alpha+z)}{\varphi(\alpha+z)} = \alpha_1 + \alpha_2 z + \alpha_3 z^2 + \alpha_4 z^3 + \dots + \alpha_n z^{n-1} + \frac{\lambda(z)}{\varphi(\alpha+z)} z^n.$$

3° Quand $F(x) = (x-\alpha)^n (x-\beta)^p (x-\gamma)/x-\delta)$, alors on décompose de la manière suivante :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{\alpha_1}{(x-\alpha)^n} + \frac{\alpha_2}{(x-\alpha)^{n-1}} + \dots + \frac{\alpha_n}{(x-\alpha)} + \frac{\beta_1}{(x-\beta)^p} + \frac{\beta_2}{(x-\beta)^{p-1}} + \dots + \frac{\beta_p}{(x-\beta)} + \frac{\gamma_1}{x-\gamma} + \frac{\delta_1}{x-\delta}.$$

On trouve les numérateurs $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ en effectuant la division :

$$\frac{f'(\alpha+z)}{(\alpha+z-\beta)^p\,(\alpha+z-\gamma)\,(\alpha+z-\delta)} = \alpha_1 + \alpha_2 z + \alpha_3 z^2 + \alpha_4 z^3 + \dots + \alpha_n z^{n-1} + R.$$

On trouve les numérateurs $\beta_1, \beta_2 \dots$ par la division :

$$\frac{f(\beta+z)}{(\beta+z-\alpha)^n\,(\beta+z-\gamma)\,(\beta+z-\delta)} = \beta_1 + \beta_2 z + \beta_3 z^2 + \beta_4 z^3 + \dots + \beta_p z^{p-1} + R';$$

γ_1 et δ_1 se trouvent en résolvant les équations :

$$\gamma_1 = \frac{f'(\gamma)}{F'(\gamma)} \qquad \delta_1 = \frac{f(\delta)}{F'(\delta)}.$$

4° Quand les racines sont en partie imaginaires, c'est-à-dire :

$$F(x) = (x-p+qi)\,(x-p-qi)\,\varphi(x),$$

alors on décompose de la manière suivante :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{\alpha_1}{(x-p+qi)} + \frac{\alpha_2}{(x-p-qi)} + \frac{\lambda(x)}{\varphi(x)};$$

$$\alpha_1 = \frac{f(p-qi)}{F'(p-qi)} = A - Bi,\quad \alpha_2 = \frac{f(p+qi)}{F'(p+qi)} = A + Bi.$$

On aura alors :

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{2(x-p)A - 2qB}{(x-p)^2 + q^2} + \frac{\lambda(x)}{\varphi(x)}.$$

F. MÉTHODE DES MOINDRES CARRÉS

La méthode des moindres carrés sert à l'égalisation des fautes commises par observation pour l'obtention des valeurs probables les plus justes, de grandeurs qui ne peuvent être directement observées : elle sert aussi pour la détermination des constantes qui peuvent survenir dans une formule empirique dépendant de quantités variables.

Les observations isolées ont ou n'ont pas égale prétention de précision ; dans ce dernier cas, on doit, pour chaque observation, introduire un facteur h qui est proportionnel à la précision de la recherche, c'est-à-dire, qui croît avec elle ; ce facteur est appelé coefficient de précision.

Si on a fait un certain nombre d'observations d'égale précision pour déterminer une même grandeur, c'est-à-dire, si pour toutes ces observations le coefficient de précision est égal à h, le coefficient de précision de la moyenne arithmétique de toutes ces observations est égal à $h\sqrt{m}$, où m représente le nombre des observations.

Le calcul des probabilités apprend que pour des observations d'égale justesse ou précision, on a le maximum de la probabilité pour les valeurs qui rendent minima la somme des carrés des fautes.

On appelle *faute* en général, le reste qu'on obtient en retranchant de la valeur donnée par le calcul, la valeur donnée par l'observation. La *faute probable* d'une observation est une valeur r pour laquelle dans ce genre d'observation, il est aussi possible qu'une faute commise prise en valeur absolue soit $> r$ que $< r$. Nous voyons donc que la grandeur de la faute probable est une mesure pour la précision de la méthode d'observation.

Dans le cas ci-dessus de m observations d'égale précision, la faute probable de la moyenne arithmétique est située entre les limites

$$r = 0{,}674\sqrt{\frac{\Sigma\Delta^2}{m-1}} \cdot \left(1 \pm \frac{0{,}5}{\sqrt{m}}\right),$$

où $\Sigma\Delta^2$ est la somme des carrés des fautes.

Le coefficient de précision h doit être pris, dans chaque espèce d'observation, inversement proportionnel à la faute probable.

Nous pouvons maintenant considérer les cas suivants :

1° On doit déterminer la valeur la plus probable d'une grandeur x, sachant que b, b', b'', ... sont les valeurs de cette grandeur, données par des observations directes, indépendantes les unes des autres, et que h, h', h'', ... sont les coefficients de précision correspondant

aux différentes valeurs données par les observations. Cette valeur la plus probable est :

$$x = \frac{h^2 b + h'^2 b' + \dots}{h^2 + h'^2 + \dots} = \frac{\Sigma h^2 b}{\Sigma h^2}.$$

Si $h = h' = h'' = \dots$ on a : $x = \frac{\Sigma b}{m}$, où m représente le nombre des observations. De là on tire la règle :

Pour des observations d'égale précision, la valeur la plus probable est donnée par la moyenne arithmétique de ces observations.

Pour contrôler si le nombre des recherches est assez grand, se persuader que la faute est négligeable et se convaincre de la sûreté du résultat, on doit prendre en considération la répartition des grandeurs des fautes.

Ce qui suit indique à peu près la répartition théorique des fautes commises dans 1000 observations ayant pour but la détermination d'une certaine quantité. Pour un autre nombre d'observations, les valeurs correspondant à celles données dans le tableau s'obtiennent par de simples règles de trois. Pour la répartition des fautes comprises entre 0, 0 et 1. r, par intervalles croissants de $0{,}1r$,
on a respectivement : 54, 54, 53, 52, 51, 50, 49, 47, 46, 44,
total 500 fautes. — Entre 1 . r et 2 . r,
on a respectivement : 42, 40, 38, 35, 33, 31 29, 27, 25, 23,
entre $2r$ et $3r$,
on a respectivement : 21, 19, 17, 15, 14, 12, 11, 10, 8, 7;
il y a 25 fautes comprises entre $3r$ et $3{,}5r$; 11 entre $3{,}5r$ et $4r$; 6 entre $4r$ et $5r$, en tout 999 fautes.

On conclut d'après cela que l'on ne peut déjà plus compter sur une observation pour laquelle la faute est $> 5\ r$.

2° Soient $x, y, z\dots$ des constantes indépendantes les unes des autres qu'on se propose de calculer, étant connues par observations directes les valeurs de grandeurs qui sont fonctions linéaires de ces constantes et d'autres quantités connues. Les relations existant entre ces différentes quantités seront de la forme :

$$f(x, y, z \dots) = \alpha x + \beta y + \gamma z + \dots + \mu = b;$$

avec h comme coefficient de précision; multiplions les deux membres de l'équation par h^2 et réunissons en un seul terme bh^2 et $-\mu h^2$, alors toutes les équations se présentent de nouveau sous la forme : $\alpha x + \beta y + \gamma z + \dots = b$ et ont le même coefficient de précision.

Les valeurs les plus probables de $x, y, z, \dots$ se trouvent par la résolution des équations :

$$\begin{aligned} x\Sigma\alpha^2 + y\Sigma\alpha\beta + z\Sigma\alpha\gamma + \dots &= \Sigma b\alpha \\ x\Sigma\alpha\beta + y\Sigma\beta^2 + z\Sigma\beta\gamma + \dots &= \Sigma b\beta \\ x\Sigma\alpha\gamma + y\Sigma\beta\gamma + z\Sigma\gamma^2 + \dots &= \Sigma b\gamma. \end{aligned}$$

Les solutions sont de la forme :

$$x = A\Sigma b\alpha + B\,\Sigma b\beta + C\,\Sigma b\gamma + \dots$$
$$y = B\Sigma b\alpha + B_1\Sigma b\beta + C_1\Sigma b\gamma + \dots$$
$$z = C\Sigma b\alpha + C_1\Sigma b\beta + C_2\Sigma b\gamma + \dots$$

Posons $-b + \alpha x + \beta y + \gamma z + \dots = \Delta$,

on a : $\Sigma\Delta^2 = \Sigma b^2 - x\Sigma b\alpha - y\Sigma b\beta - z\Sigma b\gamma - \dots$

et $$r = 0{,}674\sqrt{\frac{\Sigma\Delta^2}{m-n}}\left(1 \pm \frac{0{,}5}{\sqrt{m}}\right),$$

où m = nombre des équations et n = nombre des inconnues.

Les fautes probables de x, y, z, sont :

$$r_x = r\sqrt{A}\,;\ r_y = r\sqrt{B_1}\,;\ r_z = r\sqrt{C_2}\dots$$

3° Etant connues les valeurs données par observations, de fonctions de quantités, trouver les valeurs les plus probables de ces quantités.

On tire d'abord des équations données :

$$f(x, y, z, \dots) = b\,;\ f_1(x, y, z, \dots) = b_1\,;\ \text{etc.}$$

des valeurs approchées x_1, y_1, z_1,... de x, y, z, ...; ensuite on pose :

$$x = x_1 + \xi,\ y = y_1 + \eta,\ z = z_1 + \zeta\dots$$

et on développe suivant les puissances de ξ, η, ζ, en négligeant toutes les puissances de ces quantités supérieures à la première; alors on a :

$$f(x, y, z, \dots) = f(x_1, y_1, z_1, \dots) + \frac{\partial f}{\partial x}\xi + \frac{\partial f}{\partial y}\eta + \frac{\partial f}{\partial z}\zeta + \dots = b, \text{ etc.}$$

On obtient comme dans 2° des équations linéaires, et on procède comme il est indiqué dans ce paragraphe pour déterminer les corrections ξ, η, ζ... De cette façon, on obtient des valeurs corrigées de x, y, z,... et l'on peut continuer de la même manière jusqu'à ce que l'on ait atteint la précision désirable.

G. FORMULES INTÉGRALES

1. $\displaystyle\int a\,dx = a\int dx = ax + C.$

2. $\displaystyle\int\Big(f(x) + \varphi(x)\Big)dx = \int f(x)\,dx + \int \varphi(x)\,dx.$

3. $\displaystyle\int f(x)\,dx = \int f\Big(\varphi(y)\Big)\varphi'(y)\,dy.$

4. $\displaystyle\frac{\partial}{\partial\alpha}\int f(x, \alpha)\,dx = \int \frac{\partial f(x, \alpha)}{\partial\alpha}\,dx.$

5. $\displaystyle\int f(x)\cdot\frac{\partial\varphi(x)}{\partial x}\,dx = f(x)\cdot\varphi(x) - \int \varphi(x)\cdot\frac{\partial f(x)}{\partial x}\,dx.$ [Intégration par parties.]

6. $\int dy \int f(x,y)\,dx = \int dx \int f(x,y)\,dy.$

7. $\int\int \varphi(x) \,.\, dx \,.\, dx = x \int \varphi(x) \,.\, dx - \int x\varphi(x) \,.\, dx.$

---

8. $\int x^n dx = \frac{x^{n+1}}{n+1} + C\,; \qquad \int \frac{dx}{x^n} = -\frac{1}{(n-1)x^{n-1}} + C.$

9. $\int (a+bx)^n dx = \frac{(a+bx)^{n+1}}{b(n+1)} + C.$

10. $\int \frac{dx}{x} = \ln x + C = \ln cx.$

11. $\int \frac{dx}{a+bx} = \frac{1}{b} \ln (a+bx) + C = \frac{1}{b} \ln c(a+bx).$

12. $\int \frac{dx}{x^2} = -\frac{1}{x} + C\,; \qquad \int \frac{dx}{(a+bx)^2} = -\frac{1}{b(a+bx)} + C.$

13. $\int \frac{dx}{1+x^2} = \operatorname{arc\,tg} x + C\,; \qquad \int_a^x \frac{dx}{1+x^2} + \operatorname{arc\,tg} \frac{x-a}{1+ax}$

14. $\int \frac{dx}{1-x^2} = \frac{1}{2} \ln \frac{1+x}{1-x} + C; \qquad \int \frac{dx}{x^2-1} = \frac{1}{2} \ln \frac{x-1}{x+1} + C.$

15. $\int \frac{dx}{a+bx^2} = \frac{1}{\sqrt{ab}} \,.\, \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{b}{a}} \,.\, x + C$

$$= \frac{1}{2\sqrt{-ab}} \ln \frac{\sqrt{-ab} - bx}{\sqrt{-ab} + bx} + C.$$

16. $\int \frac{dx}{a+2bx+cx^2}$

$= \frac{1}{\sqrt{ac-b^2}} \operatorname{arc\,tg} \frac{b+cx}{\sqrt{ac-b^2}} + C$, si $ac - b^2$ est positif ;

$= \frac{1}{2\sqrt{b^2-ac}} \ln \frac{\sqrt{b^2-ac} - b - cx}{\sqrt{b^2-ac} + b + cx} + C$, si $b^2 - ac$ est positif ;

$= -\frac{1}{b+cx} + C$, si $b^2 = ac$.

17. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{a+2bx+cx^2} = \frac{\beta}{2c}\ln(a+2bx+cx^2) + \frac{\alpha c+\beta b}{c}\int \frac{dx}{a+2bx+cx^2}.$$

Si dans $\int \frac{f(x)\,dx}{a+2bx+cx^2}$, le numérateur $f(x)$ est une fonction entière d'un degré supérieur au premier, on effectue la division suivant les puissances décroissantes de x, jusqu'à ce qu'on obtienne un reste du premier degré; l'intégrale proposée est alors égale à la somme des intégrales des termes de la division considérés isolément.

18. $$\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^p} = \frac{1}{2(ac-b^2)(p-1)}\cdot\frac{b+cx}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}} + \frac{(2p-3)c}{2(ac-b^2)(p-1)}\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}}$$

19. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{(a+2bx+cx^2)^p} = -\frac{\beta}{2c(p-1)}\cdot\frac{1}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}} + \frac{\alpha c-\beta b}{c}\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^p}.$$

Si $\int \frac{f(x)}{F(x)}\,dx = \int \frac{ax^m+bx^{m-1}+\ldots+px+q}{Ax^n+Bx^{n-1}+\ldots+Px+Q}\,dx$, et si $m>n$, on sépare, par division, suivant les puissances décroissantes de x, la fonction entière de la fonction véritablement fractionnaire qui, elle, est décomposée en fractions simples (méthode, p. 58), que l'on intègre séparément.

20. $$\int \sqrt{a+x^2}\,dx = \frac{x}{2}\sqrt{a+x^2}+\frac{a}{2}\ln\left(x+\sqrt{a+x^2}\right)+C.$$

21. $$\int \sqrt{a^2-x^2}\,dx = \frac{x}{2}\sqrt{a^2-x^2}+\frac{a^2}{2}\arcsin\frac{x}{a}+C.$$

22. $$\int \sqrt{a+bx}\,dx = \frac{2}{3b}\left(\sqrt{a+bx}\right)^3+C.$$

23. $$\int \sqrt{a+2bx+cx^2}\,dx = \frac{b+cx}{2c}\sqrt{a+2bx+cx^2} + \frac{ac-b^2}{2c}\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}}+C.$$

24. $$\int \frac{dx}{\sqrt{a+bx}} = \frac{2}{b}\sqrt{a+bx} + C.$$

25. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{\sqrt{a+bx}} = \frac{2}{3b^2}(3\alpha b - 2a\beta + \beta bx)\sqrt{a+bx} + C.$$

26. L'intégrale $\int \frac{dx}{(\alpha+\beta x)\sqrt{a+bx}}$ est ramenée à la forme du n° 25 par la substitution $\frac{1}{\alpha+\beta x} = y$.

27. $$\int \frac{f(x, \sqrt[n]{a+bx})}{\varphi(x, \sqrt[n]{a+bx})}\,dx \text{ ; on pose } \sqrt[n]{a+bx} = y.$$

28. $$\int x^{m-1}(a+bx)^n\,dx = \frac{x^{m-1}(a+bx)^{n+1}}{(m+n)b} - \frac{(m-1)a}{(m+n)b}\int x^{m-2}(a+bx)^n\,dx$$
$$= \frac{x^m(a+bx)^n}{m+n} + \frac{na}{m+n}\int x^{m-1}(a+bx)^{n-1}\,dx.$$

29. $$\int \frac{dx}{\sqrt{a^2-x^2}} = \pm \arcsin\frac{x}{a} + C$$
$$= \mp \arccos\frac{x}{a} + C$$
$$= 2\operatorname{arc\,tg}\sqrt{\frac{a+x}{a-x}} + C.$$

Quadrants :	I;	II;	III;	IV.
	+	−	−	+
	−	−	+	+

30. $$\int \frac{dx}{\sqrt{a+x^2}} = \ln\left(x+\sqrt{a+x^2}\right) + C$$
$$= \tfrac{1}{2}\ln\frac{x+\sqrt{a+x^2}}{x-\sqrt{a+x^2}} + C.$$

31. $$\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} = \frac{1}{\sqrt{c}}\ln\left(b+cx+\sqrt{c}.\sqrt{a+2bx+cx^2}\right) + C\,;\ c>0$$
$$= \frac{-1}{\sqrt{-c}}\arcsin\frac{b+cx}{\sqrt{b^2-ac}} + C\,;\ c<0.$$

32. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} + \frac{\beta}{c}\sqrt{a+2bx+cx^2} + \frac{\alpha c-\beta b}{c}\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} + C.$$

33. $$\int \frac{x^m dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} = \frac{x^{m-1}X}{mc} - \frac{(m-1)a}{mc}\int \frac{x^{m-2}dx}{X} - \frac{(2m-1)b}{mc}\int \frac{x^{m-1}dx}{X}$$

où $X = \sqrt{a+2bx+cx^2}$.

34. L'intégrale $\int \frac{dx}{(x-a)^p X}$ est ramenée à la forme 33 par la substitution $\frac{1}{x-a} = y$.

35. L'intégrale $\int \frac{A+Bx}{\alpha+2\beta x+\gamma x^2} \cdot \frac{dx}{X}$ se détermine par la substitution $x = \frac{\gamma y + q}{y+1}$, p et q étant tirés des équations :

$$\gamma pq + \beta(p+q) + \alpha = 0$$
$$cpq + b(p+q) + a = 0 ;$$

après avoir posé $y^2 = z$, cette intégrale est ramenée à deux intégrales de la forme :

$$\int \frac{dz}{(\alpha_1+\gamma_1 z)\sqrt{a_1+c_1 z}} \quad \text{et} \quad \int \frac{dz}{(\alpha_2+z)\sqrt{(a_1 z+c_1 z^2)}}$$

intégrales déjà considérées dans les numéros 26 et 34.

36. Si l'on a à résoudre l'intégrale $\int \frac{f(x)}{F(x)} \cdot \frac{dx}{X}$, après séparation de la fonction entière éventuelle, on décompose $\frac{f(x)}{F(x)}$ en fractions simples; on obtient ainsi des intégrales de la forme 34; si l'on a des fractions complexes conjuguées, on les réunit et on obtient des intégrales de la forme 35.

37. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)dx}{X^3} = \frac{(a\beta+b\alpha)+(a\beta-c\alpha)x}{(b^2-ac)\sqrt{a+2bx+cx^2}} + C.$$

38. $$\int a^x dx = \frac{a^x}{\ln a} + C ; \qquad \int e^x dx = e^x + C.$$

39. $$\int x^n e^{ax} dx = \frac{x^n e^{ax}}{a}\left[1 - \frac{n}{ax} + \frac{n(n-1)}{a^2x^2} - \ldots \pm \frac{n!}{a^n x^n}\right] + C.$$ *)

40. $$\int \ln x dx = x \ln x - x + C.$$

41. $$\int \frac{(\ln x)^n}{x} dx = \frac{1}{n+1}(\ln x)^{n+1} + C.$$

*) V. p. 38.

42. $\int \sin x\,dx = -\cos x + C$; $\int \cos x\,dx = \sin x + C$.

43. $\int \sin^2 x\,dx = -\frac{1}{2}\cos x \sin x + \frac{1}{2}x + C$;

$\int \cos^2 x\,dx = +\frac{1}{2}\sin x \cos x + \frac{1}{2}x + C$.

44. $\int \sin mx\,dx = -\frac{\cos mx}{m} + C$. $\int \cos mx\,dx = \frac{\sin mx}{m} + C$.

$\int \sin^m x\,dx$ et $\int \cos^m x\,dx$ s'obtiennent au moyen des formules 44 et de celles données page 42, ou bien au moyen de la formule 50 ci-dessous.

45. $\int \operatorname{tg} x\,dx = -\ln \cos x + C$; $\int \operatorname{ctg} x\,dx = \ln \sin x + C$.

46. $\int \frac{dx}{\sin x} = \ln \operatorname{tg} \frac{x}{2} + C$; $\int \frac{dx}{\cos x} = \ln \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{x}{2}\right) + C$.

47. $\int \frac{dx}{1+\cos x} = \operatorname{tg} \frac{x}{2} + C$; $\int \frac{dx}{1-\cos x} = -\operatorname{cotg} \frac{x}{2} + C$.

48. $\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\operatorname{cotg} x + C$; $\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \operatorname{tg} x + C$.

49. $\int \sin x \cos x\,dx = \frac{1}{2}\sin^2 x + C$; $\int \frac{dx}{\sin x \cos x} = \ln \operatorname{tg} x + C$.

50. $\int \sin^n x\,dx = -\frac{\sin^{n-1} x \cos x}{n} + \frac{n-1}{n}\int \sin^{n-2} x\,dx$;

$\int \cos^n x\,dx = \frac{\sin x \cos^{n-1} x}{n} + \frac{n-1}{n}\int \cos^{n-2} x\,dx$.

51. $\int \operatorname{tg}^n x\,dx = \frac{\operatorname{tg}^{n-1} x}{n-1} - \int \operatorname{tg}^{n-2} x\,dx$;

$\int \operatorname{cotg}^n x\,dx = -\frac{\operatorname{cotg}^{n-1} x}{n-1} - \int \operatorname{cotg}^{n-2} x\,dx$.

52. $\int \frac{dx}{\sin^n x} = -\frac{\cos x}{(n-1)\sin^{n-1} x} + \frac{n-2}{n-1}\int \frac{dx}{\sin^{n-2} x}$;

$\int \frac{dx}{\cos^n x} = \frac{\sin x}{(n-1)\cos^{n-1} x} + \frac{n-2}{n-1}\int \frac{dx}{\cos^{n-2} x}$.

53. $$\int \sin^p x \cos^q x dx = \frac{\sin^{p+1} x \cos^{q-1} x}{p+q} + \frac{q-1}{p+q}\int \sin^p x \cos^{q-2} x dx$$
$$= -\frac{\sin^{p-1} x \cos^{q+1} x}{p+q} + \frac{p-1}{p+q}\int \sin^{p-2} x \cos^q x dx.$$

54. $$\int \sin^{-p} x \cos^q x dx = -\frac{\sin^{-p+1} x \cos^{q+1} x}{p-1} - \frac{p-q-2}{p-1}\int \sin^{-p+2} x \cos^q x dx$$
$$\int \sin^p x \cos^{-q} x dx = \frac{\sin^{p+1} x \cos^{-q+1} x}{q-1} + \frac{q-p-2}{q-1}\int \sin^p x \cos^{-q+2} x dx.$$

55. $$\int \frac{dx}{a+b\cos x} = \frac{1}{\sqrt{b^2-a^2}} \ln \frac{b+a\cos x+\sin x\sqrt{b^2-a^2}}{a+b\cos x} + C,$$
si $a^2 < b^2$
$$\text{et} = \frac{2}{\sqrt{a^2-b^2}} \operatorname{arc\,tg}\left(\sqrt{\frac{a-b}{a+b}} \operatorname{tg} \tfrac{1}{2}x\right) + C, \text{ si } a^2 > b^2.$$

56. $$\int \frac{\cos x dx}{a+b\cos x} = \frac{x}{b} - \frac{a}{b}\int \frac{dx}{a+b\cos x} + C.$$

57. $$\int \frac{\sin x dx}{a+b\cos x} = -\frac{1}{b}\ln(a+b\cos x) + C.$$

58. $$\int \frac{A+B\cos x+C\sin x}{a+b\cos x+c\sin x} dx$$
$$= A\int \frac{d\varphi}{a+p\cos\varphi} + (B\cos\alpha + C\sin\alpha)\int \frac{\cos\varphi d\varphi}{a+p\cos\varphi} - (B\sin\alpha - C\cos\alpha)\int \frac{\sin\varphi d\varphi}{a+p\cos\varphi}$$

si l'on a posé : $b = p\cos\alpha$, $c = p\sin\alpha$ et $x - \alpha = \varphi$.

59. $$\int e^{ax}\sin bx dx = \frac{a\sin bx - b\cos bx}{a^2+b^2} e^{ax} + C$$
$$\int e^{ax}\cos bx dx = \frac{a\cos bx + b\sin bx}{a^2+b^2} e^{ax} + C.$$

Quadrants : I; II; III; IV.

60. $\int \arcsin x\,dx = x \arcsin x \pm \sqrt{1-x^2} + C.$ $\quad + \quad - \quad - \quad +$

Quadrants : I; II; III; IV.

61. $\int \arccos x\,dx = x \arccos x \mp \sqrt{1-x^2} + C.$ $\quad - \quad - \quad + \quad +$

62. $\int \operatorname{arc\,tg} x\,dx = x \operatorname{arc\,tg} x - \frac{1}{2} \ln (1+x^2) + C.$

63. $\int \operatorname{arc\,ctg} x\,dx = x \operatorname{arc\,ctg} x + \frac{1}{2} \ln (1+x^2) + C.$

64. $\int_a^b = -\int_b^a ; \qquad \int_a^c = \int_a^b + \int_b^c ; \qquad \int_a^c - \int_a^b = \int_b^c .$

65. $\int_a^b f(x)dx = h\left[\frac{1}{2} y_0 + y_1 + y_2 + \ldots + \frac{1}{2} y_n\right]$

$$- \frac{B_1 h^2}{1.2}[f'(b) - f'(a)] + \frac{B_2 h^4}{1.2.3.4}[f'''(b) - f'''(a)] - \ldots + \ldots,$$

formule dans laquelle :
$b = a + nh$, $y_r = f(a + rh)$ et $B_1, B_2, \ldots =$ nombres de Bernouilli.
On a :

$$B_1 = \frac{1}{1.2.3}; \qquad B_2 = \frac{1}{2.3.5}; \qquad B_3 = \frac{1}{2.3.7};$$

$$B_7 = \frac{1}{2.3.5}; \qquad B_9 = \frac{5}{2.3.11}; \text{ etc.}$$

66. $\int_0^\infty \frac{dx}{a^2 + x^2} = \frac{\pi}{2a}; \qquad \int_0^a \frac{dx}{\sqrt{a^2 - x^2}} = \frac{\pi}{2}; \qquad \int_0^\infty \frac{dx}{a + bx^2} = \frac{\pi}{2\sqrt{ab}}.$

67. $\int_0^\infty \frac{\sin bx}{x} dx = \frac{\pi}{2}, \; b > 0; \qquad \int_0^\infty \frac{\cos bx}{x} dx = \infty .$

68. $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^{2n+1} x\,dx = \frac{2.4.6 \ldots 2n}{3.5.7 \ldots (2n+1)}$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^{2n} x\,dx = \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \ldots (2n-1)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \ldots 2n} \cdot \frac{\pi}{2}.$$

69. $\int_0^{\infty} e^{-x^2} dx = \frac{1}{2}\sqrt{\pi}.$ 70. $\int_0^1 \frac{dx}{1+x^2} = \int_1^{\infty} \frac{dx}{1+x^2} = \frac{\pi}{4}.$

71. $\int_0^{\infty} e^{-x} x^{a-1} dx = \Gamma(a) = [(a-1)!]$ *) a = nombre entier et positif.

$$\int_0^{\infty} \frac{x^{a-1} dx}{(1+x)^{a+b}} = \frac{\Gamma(a)\Gamma(b)}{\Gamma(a+b)}$$

$$\int_0^{\infty} \frac{x^{a-1} dx}{x+1} = \frac{\pi}{\sin a\pi} = \Gamma(a)\Gamma(1-a); \qquad 0 < a < 1$$

72. $\int_0^x \frac{dx}{\ln x} = C + \ln(-\ln x) + \ln x + \frac{1}{2}\frac{(\ln x)^2}{1 \cdot 2} + \frac{1}{3}\frac{(\ln x)^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} + \ldots$

$0 < x < 1.$

$C = 0{,}5772156649 =$ constante d'Euler.

Pour calculer approximativement une intégrale dont les limites sont données, on peut se servir de la formule 65, ou bien on peut employer la méthode de Simpson dont nous parlons dans le chapitre VIII de la première partie de cet ouvrage.

H. ÉQUATIONS DIFFÉRENTIELLES

a. Equations différentielles du premier ordre

1. $$f(x)\,dx + \varphi(y)\,dy = 0;$$

solution : $$\int f(x)\,dx + \int \varphi(y)\,dy = C.$$

2. Séparation des variables :

$$f(x)\,\varphi(y)\,dx + F(x)\,\psi(y)\,dy = 0;$$

solution : $$\int \frac{f(x)}{F(x)} dx + \int \frac{\psi(y)}{\varphi(y)} dy = C.$$

*) V. p. 38.

3. $f(x, y)\,dx + \varphi(x, y)\,dy = 0$;

nous supposerons que la condition nécessaire à l'intégration existe, c'est-à-dire que l'on ait :

$$\frac{\partial f(x, y)}{\partial y} = \frac{\partial \varphi(x, y)}{\partial x},$$

alors la solution est :

$$\int f(x, y)\,dx + \int \left[\varphi(x, y) - \int \frac{df(x, y)}{dy}\,dx\right] dy = C,$$

ou bien :

$$\int \varphi(x, y)\,dy + \int \left[f(x, y) - \int \frac{d\varphi(x, y)}{dx}\,dy\right] dx = C.$$

4. Facteur rendant l'intégration possible : — Supposons encore

$$f(x, y)\,dx + \varphi(x, y)\,dx = 0$$

mais cette fois, la condition nécessaire pour l'intégration n'est pas satisfaite ; alors nous multiplions l'équation par un facteur M, qui doit satisfaire l'égalité :

$$f(x, y)\frac{\partial M}{\partial y} - \varphi(x, y)\frac{\partial M}{\partial x} = M\left(\frac{\partial \varphi(x, y)}{\partial x} - \frac{\partial f(x, y)}{\partial y}\right).$$

Dans beaucoup de cas, M peut être déterminé par les égalités

$$\frac{dy}{f(x, y)} = -\frac{dx}{\varphi(x, y)} = \frac{dM}{M\left[\dfrac{\partial \varphi(x, y)}{\partial x} - \dfrac{\partial f(x, y)}{\partial y}\right]}.$$

5. Homogénéité des fonctions :

$$f(x, y)\,dx + \varphi(x, y)\,dy = 0.$$

Si $f(x, y)$ et $\varphi(x, y)$ sont des fonctions homogènes, on pose :

$$y = xt, \quad dy = x\,dt + t\,dx ;$$

solution :

$$\ln x = -\int \frac{\varphi(t)}{f(t) + t\varphi(t)}\,dt + C.$$

6. Variation des constantes :

$$dy + [f(x)\,y \pm \varphi(x)]\,dx = 0 ;$$

on résout d'abord l'équation : $dy + f(x)\,y\,dx = 0$, que l'on a déjà considérée dans 2, et qui donne $y = Ke^{-\int f(x)\,dx}$, on substitue cette valeur dans l'équation primitive et l'on obtient :

$$e^{-\int f(x)dx}\,dK = \varphi(x)\,dx = 0, \quad K = \mp \int \varphi(x)\; e^{\int f(x)\,dx}\,dx + C ;$$

de là, la solution : $y = e^{-\int f(x)dx}\left[C \mp \int \varphi(x)\, e^{\int f(x)dx}\,dx\right]$.

7. $f(x)\,dy + [\varphi(x)\,y + \psi(x)]\,dx = 0.$

On divise par $f(x)$ et on obtient :

$$dy + \left[\frac{\varphi(x)}{f(x)}\,y + \frac{\psi(x)}{f(x)}\right] dx = 0.$$

La solution est la même que celle de 6.

8. $f(x)\,dy + [\varphi(x)\,y + x^n + x^{n-1} + \ldots + 1]\,dx = 0$;

solution : $y = Ce^{-\int \frac{\varphi(x)}{f(x)}\,dx} + Ax^n + Bx^{n-1} + \ldots + Px + Q.$

Les coefficients A, B,... P, Q seront déterminés d'après la méthode des coefficients indéterminés, c'est-à-dire, en annulant dans l'équation différentielle proposée, les coefficients des différentes puissances de x, après avoir remplacé dans l'équation, y par sa valeur et avoir ordonné cette équation suivant les puissances de x.

b. Equations différentielles du second ordre.

1. $\frac{d^2y}{dx^2} = f(x)$;

solution 1 : $y = \int dx \int f(x)\,dx + Cx + C_1$.

» 2 : $y = x\int f(x)\,dx - \int xf(x)\,dx + Cx + C_1$.

2. $\frac{d^2y}{dx^2} = f(y)$;

solution : $x = \int \frac{dy}{\sqrt{C + 2\int f(y)\,dy}} + C_1$.

Cas plus général : $F\left(\frac{d^2y}{dx^2}, y\right) = 0$;

on pose : $\frac{dy}{dx} = z, \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{dz}{dx}$, et on élimine dx au moyen des deux équations : $F\left(\frac{dz}{dx}, y\right) = 0$; $\frac{dy}{dx} = z$. La solution est donnée par l'intégration de l'équation : $F\left(\frac{zdz}{dy}, y\right) = 0$, qui peut être résolue par séparation des variables.

3. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}\right)$; on pose : $\frac{dy}{dx} = z$, $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{dz}{dx}$, et par substitution, on obtient les deux équations :

$$x = \int \frac{dz}{f(z)} + C, y = \int \frac{zdz}{f(z)} + C_1$$

lesquelles, par élimination de z, donnent la solution cherchée.

4. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}, x\right)$; on pose : $\frac{dy}{dx} = z$, et l'on cherche à résoudre l'équation différentielle du premier ordre : $\frac{dz}{dx} = f(z,x)$, ce qui donne $z = \varphi(x)$; il ne reste plus alors qu'à intégrer l'équation : $dy = \varphi(x)\,dx$.

5. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}, y\right)$; on ramène cette équation au premier ordre en faisant $\frac{dy}{dx} = z$, $\frac{d^2y}{dx^2} = z\frac{dz}{dy}$, et en cherchant à résoudre l'équation $\frac{z\,dz}{dy} = f(y, z)$ engendrée par cette substitution, ce qui donne $z = \varphi(y)$; alors on a : $x = \int \frac{dy}{\varphi(y)} + C$.

c. Equations différentielles du n^e ordre.

1. $a\frac{d^ny}{dx^n} + a_1\frac{d^{n-1}y}{dx^{n-1}} + \ldots + a_{n-1}\frac{dy}{dx} + a_n y = 0$;

solution : $y = C_1 e^{w_1 x} + C_2 e^{w_2 x} + \ldots + C_n e^{w_n x}$.

Les grandeurs $w_1, w_2, \ldots w_n$ sont les racines de l'équation :

$$aw^n + a_1 w^{n-1} + \ldots + a_n = 0.$$

2. Si dans la résolution de cette équation, il entre une racine imaginaire, par ex.: $w_3 = p + qi$, il en entrera aussi une autre : $w_4 = p - qi$; la solution de l'équation différentielle sera alors :

$$y = C_1 e^{w_1 x} + C_2 e^{w_2 x} + e^{px}[C_3 \cos qx + C_4 \sin qx] + C_5 e^{w_5 x} + \ldots C^n e^{w_n x}.$$

3. Si plusieurs racines sont égales entre elles, $w_1 = w_2 = w_3 = \ldots = w_p$, la solution est :

$$y = e^{w_1 x}\left[C_1 + C_2 x + C_3 x^2 + \ldots + C_p x^{p-1}\right] + C_{p+1} e^{w_{p+1}} x + \ldots + C_n e^{w_n x}.$$

4. $a\frac{d^ny}{dx^n} + a_1\frac{d^{n-1}y}{dx^{n-1}} + \ldots + a_{n-1}\frac{dy}{dx} + a_n y = f(x)$;

Si les racines $w_1, w_2, w_3, \ldots w_n$ sont déterminées de la manière indiquée au no 1, la solution est :

$$y = z_1 e^{w_1 x} + z_2 e^{w_2 x} + \ldots z_n e^{w_n x};$$

$z_1, z_2, z_3, \ldots z_n$ doivent être calculés au moyen des équations :

$$e^{w_1 x}\frac{dz_1}{dx} + e^{w_2 x}\frac{dz_2}{dx} + e^{w_3 x}\frac{dz_3}{dx} + \ldots + e^{w_n x}\frac{dz_n}{dx} = 0$$

$$w_1 e^{w_1 x}\frac{dz_1}{dx} + w_2 e^{w_2 x}\frac{dz_2}{dx} + w_3 e^{w_3 x}\frac{dz_3}{dx} + \ldots + w_n e^{w_n x}\frac{dz_n}{dx} = 0$$

$$w_1^2 e^{w_1 x}\frac{dz_1}{dx} + w_2^2 e^{w_2 x}\frac{dz_2}{dx} + w_3^2 e^{w_3 x}\frac{dz_3}{dx} + \ldots \quad w_n^2 e^{w_n x}\frac{dz_n}{dx} = 0$$

. . . . . .

$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$w_1^{n-1} e^{w_1 x} \frac{dz_1}{dx} + w_2^{n-1} e^{w_2 x} \frac{dz_2}{dx} + w_3^{n-1} e^{w_3 x} \frac{dz_3}{dx} + \cdots$$

$$+ w_n^{n-1} e^{w_n x} \frac{dz_n}{dx} = f(x).$$

VI. GÉOMÉTRIE ANALYTIQUE

A. DU POINT, DE LA LIGNE, DU PLAN.

1. Si, dans les formules que nous allons indiquer (dans ce chap. A), et qui ont rapport à la géométrie analytique à trois dimensions, on fait :

$$z = z_1 = 0, \quad c = c_1 = 0, \quad \gamma = \gamma_1 = \nu = \frac{\pi}{2},$$

on tombe sur les formules de la géométrie à deux dimensions; on aura soin alors, en lisant le texte, de remplacer le mot « plan » par « ligne droite ».

La formule 18, donnant le volume d'une pyramide à base triangulaire, est analogue à l'expression de la géométrie à 2 dimensions, donnant la surface S d'un triangle dont les coordonnées des sommets sont (x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3) ;

$$S = \tfrac{1}{2}[(x_2 y_3 - x_3 y_2) + (x_3 y_1 - x_1 y_3) + (x_1 y_2 - x_2 y_1)] = \tfrac{1}{2}\begin{vmatrix} x_1 & y_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & 1 \\ x_3 & y_3 & 1 \end{vmatrix}.$$

Si l'un des sommets du triangle se confond avec l'origine des coordonnées ($x_3 = y_3 = 0$), la formule ci-dessus se simplifie et devient :

$$S = \tfrac{1}{2}(x_1 y_2 - x_2 y_1) = \tfrac{1}{2}\begin{vmatrix} x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \end{vmatrix}$$

Les résultats suivants sont établis dans l'hypothèse de 3 axes de coordonnées rectangulaires.

2. Soient x, y, z; x_0, y_0, z_0, les coordonnées de deux points dont la distance de l'un à l'autre est r, et α, β, γ les angles respectifs que forme r avec les directions positives des axes des coordonnées, on a :

$$r = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2}.$$

$$\cos\alpha = \frac{x - x_0}{r}; \quad \cos\beta = \frac{y - y_0}{r}; \quad \cos\gamma = \frac{z - z_0}{r}.$$

$$\cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1.$$

3. Si l'on divise la distance r dans un certain rapport $1 : n$, et que l'on nomme les coordonnées du point de division (x_1, y_1, z_1), on a :

$$x_1 = \frac{x + nx_0}{n+1}; \quad y_1 = \frac{y + ny_0}{n+1}; \quad z_1 = \frac{z + nz_0}{n+1}.$$

4. Deux directions étant déterminées par les angles qu'elles forment avec les axes des coordonnées, trouver l'angle (w) que font entre elles ces deux directions.

Soient α, β, γ les angles de la première direction avec les axes des coordonnées, et

α_1 β_1 γ_1 les angles de la seconde direction avec les axes des coordonnées, on a :

$$\cos w = \cos\alpha \cos\alpha_1 + \cos\beta \cos\beta_1 + \cos\gamma \cos\gamma_1.$$

Si les deux directions sont perpendiculaires l'une à l'autre, on a :

$$0 = \cos\alpha \cos\alpha_1 + \cos\beta \cos\beta_1 + \cos\gamma \cos\gamma_1.$$

5. Si l'on nomme λ, μ, ν, les angles que forment les normales aux deux directions mentionnées dans 4, avec les directions positives des axes des coordonnées x, y, z, on a :

$$\cos\lambda = \frac{\cos\beta\cos\gamma_1 - \cos\beta_1\cos\gamma}{\sin w}, \quad \cos\mu = \frac{\cos\gamma\cos\alpha_1 - \cos\gamma_1\cos\alpha}{\sin w},$$

$$\cos\nu = \frac{\cos\alpha\cos\beta_1 - \cos\alpha_1\cos\beta}{\sin w}.$$

Si l'on fait passer une droite de direction (α, β, γ) par le point (x, y, z), et une seconde droite de direction $(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$ par le point (x_1, y_1, z_1), la plus courte distance entre ces deux droites est donnée par la valeur absolue de $(x_1 - x)\cos\lambda + (y_1 - y)\cos\mu + (z_1 - z)\cos\nu$.

Une droite dans l'espace est déterminée par ses plans projetants; deux de ces plans suffisent pour la déterminer.

6. En général, la droite dans l'espace est déterminée par deux relations entre les coordonnées de ses points :

$$y = ax + b, \quad z = a_1x + b_1.$$

Si une droite passe par un point (x_1, y_1, z_1) et forme avec les axes des coordonnées (x, y, z) les angles α, β, γ, les équations déterminant cette droite sont :

$$\frac{x - x_1}{\cos\alpha} = \frac{y - y_1}{\cos\beta} = \frac{z - z_1}{\cos\gamma}.$$

Dans le cas particulier qui nous occupe, les coefficients de la variable x des équations générales ci-dessus, représentant une droite quelconque dans l'espace, sont :

$$a = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha} \text{ et } a_1 = \frac{\cos\gamma}{\cos\alpha}.$$

Les équations d'une ligne droite passant par deux points (x_1, y_1, z_1) et (x_2, y_2, z_2) sont :

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{z - z_1}{z_2 - z_1}.$$

7. Les points qui satisfont à une équation quelconque du premier degré à trois inconnues, telle que

$$ax + by + cz + d = 0,$$

sont tous situés dans un même *plan*, et inversement : tout plan dont la position par rapport aux axes est bien déterminée, est représenté par une équation du premier degré à 3 inconnues, exprimant la relation existant entre les 3 coordonnées de l'un quelconque de ses points.

8. Supposons une droite de longueur l passant par l'origine des coordonnées, et faisant avec les axes, les angles α, β, γ, on a pour l'équation du plan perpendiculaire à l'extrémité de cette droite :

$$x\cos\alpha + y\cos\beta + z\cos\gamma - l = 0.$$

Si au lieu de la longueur l, on donne les coordonnées (x_1, y_1, z_1) d'un point du plan, l'équation de ce plan est alors :

$$(x - x_1)\cos\alpha + (y - y_1)\cos\beta + (z - z_1)\cos\gamma = 0.$$

9. Si un plan coupe les axes des coordonnées (x, y, z) à des distances a, b, c de l'origine, l'équation de ce plan est :

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} + \frac{z}{c} = 1,$$

$a =$ segment sur l'axe des x, etc.

10. Pour ramener l'équation générale du plan

$$ax + by + cz + d = 0$$

à la forme normale

$$x\cos\alpha + y\cos\beta + z\cos\gamma - l = 0,$$

on a les formules :

$$\cos\alpha = \frac{a}{\pm\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}, \qquad \cos\beta = \frac{b}{\pm\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}},$$

$$\cos\gamma = \frac{c}{\pm\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}, \qquad l = \frac{-d}{\pm\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}.$$

Le signe des racines doit être déterminé partout de façon que l soit positif.

11. Soient $x\cos\alpha + y\cos\beta + z\cos\gamma - l = 0$ l'équation d'un plan, et x_1, y_1, z_1 les coordonnées d'un point, la distance de ce point au plan est :

$$p = \pm(x_1\cos\alpha + y_1\cos\beta + z_1\cos\gamma - l).$$

On prend le signe positif si l'origine et le point (x_1, y_1, z_1) sont séparés par le plan susmentionné ; dans le cas contraire, il faut le signe négatif.

12. Si $ax + by + cz + d = 0$ est l'équation d'un plan, la normale élevée à ce plan par un point (x_1, y_1, z_1) pris sur ce plan, est déterminée par les équations :

$$z - z_1 = \frac{c}{a}(x - x_1); \qquad z - z_1 = \frac{c}{b}(y - y_1);$$

les cosinus des angles que forme cette normale avec les axes des

coordonnées x, y, z (ou que forme le plan donné avec les plans yz, xz, xy), sont respectivement :

$$\cos\lambda = \frac{a}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}}; \qquad \cos\mu = \frac{b}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}},$$

$$\cos\nu = \frac{c}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}}$$

13. Si deux droites dont les directions sont respectivement (α, β, γ) et $(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$ passent par le même point (x_1, y_1, z_1), l'équation du plan déterminé par ces deux droites qui se coupent est :

$$\begin{aligned}&(x-x_1)(\cos\beta\cos\gamma_1 - \cos\beta_1\cos\gamma)\\ &+(y-y_1)(\cos\gamma\cos\alpha_1 - \cos\alpha\cos\gamma_1)\\ &+(z-z_1)(\cos\alpha\cos\beta_1 - \cos\alpha_1\cos\beta) = 0.\end{aligned}$$

14. Soient $ax + by + cz + d = 0$ et
$a_1x + b_1y + c_1z + d_1 = 0$
les équations de deux plans,

$$(a-a_1)x + (b-b_1)y + (c-c_1)z + d - d_1 = 0$$

est l'équation d'un nouveau plan passant par l'intersection des deux autres.

L'équation de la projection de cette intersection est,
sur le plan xy :

$$(bc_1 - cb_1)y - (ca_1 - ac_1)x + dc_1 - cd_1 = 0,$$

sur le plan xz :

$$(ab_1 - ba_1)x - (bc_1 - cb_1)z + db_1 - bd_1 = 0,$$

sur le plan yz :

$$(ca_1 - ac_1)z - (ab_1 - ba_1)y + da_1 - ad_1 = 0.$$

15. Si $ax + by + cz + d = 0$ et
$a_1x + b_1y + c_1z + d_1 = 0$
sont les équations de deux plans, et w l'angle que forment entre elles les normales à ces deux plans, on a :

$$\cos w = \frac{aa_1 + bb_1 + cc_1}{\sqrt{(a^2+b^2+c^2)(a_1^2+b_1^2+c_1^2)}}.$$

16. Deux équations de la forme

$$ax + by + cz + d = 0 \text{ et}$$
$$k(ax + by + cz) + d_1 = 0$$

représentent des plans parallèles.

17. Soient les deux plans

$$ax + by + cz + d = 0 \text{ et}$$
$$a_1x + b_1y + c_1z + d_1 = 0,$$

les équations des plans bissecteurs des angles de ces deux plans sont :

$$\frac{ax + by + cz + d}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}} \mp \frac{a_1x + b_1y + c_1z + d_1}{\sqrt{a_1^2+b_1^2+c_1^2}} = 0.$$

18. Si un sommet d'une *pyramide* à base triangulaire se trouve confondu avec l'origine des axes des coordonnées, et si x_1, y_1, z_1;

x_2, y_2, z_2; x_3, y_3, z_3 sont les coordonnées des autres sommets, le volume de cette pyramide est :

$$V = \frac{1}{6}\left[(x_2y_3 - x_3y_2)z_1 + (x_3y_1 - x_1y_3)z_2 + (x_1y_2 - x_2y_1)z_3\right] = \frac{1}{6}\begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix}.$$

B. TRANSFORMATION DES COORDONNÉES

Les coordonnées ayant rapport à l'ancien système seront désignées par x, y, z, et celles ayant rapport au nouveau, par x', y', z'.

1. Les directions des axes restent les mêmes et f, g, h, sont les coordonnées de la nouvelle origine, alors on a :

$$x = f + x' \; ; \quad y = g + y' \; ; \quad z = h + z'.$$

2. L'origine reste la même, mais les directions des axes sont changées de manière que les trois points situés sur la partie positive des anciens axes, à une distance 1 de l'origine, aient comme coordonnées sur les trois axes du nouveau système, les valeurs suivantes : sur le nouvel axe des x, a, a', a''; sur le nouvel axe des y, b, b', b''; sur le nouvel axe des z, c, c', c''; ou bien, ce qui revient au même, on change les directions des axes de façon que les cosinus des angles formés par les trois anciens axes avec chacun des nouveaux, soient représentés par les mêmes valeurs que celles des coordonnées susmentionnées; alors on a :

$$\begin{aligned} x &= ax' + by' + cz' \\ y &= a'x' + b'y' + c'z' \\ z &= a''x' + b''y' + c''z' \end{aligned} \qquad \begin{aligned} x' &= ax + a'y + a''z \\ y' &= bx + b'y + b''z \\ z' &= cx + c'y + c''z. \end{aligned}$$

Entre les coefficients a, b, c, on a les relations suivantes :

$$\alpha.\quad \begin{aligned} a^2 + a'^2 + a''^2 &= 1 \\ b^2 + b'^2 + b''^2 &= 1 \\ c^2 + c'^2 + c''^2 &= 1 \end{aligned} \qquad \beta.\quad \begin{aligned} ab + a'b' + a''b'' &= 0 \\ ac + a'c' + a''c'' &= 0 \\ bc + b'c' + b''c'' &= 0 \end{aligned}$$

$$\gamma.\quad \begin{aligned} a^2 + b^2 + c^2 &= 1 \\ a'^2 + b'^2 + c'^2 &= 1 \\ a''^2 + b''^2 + c''^2 &= 1 \end{aligned} \qquad \delta.\quad \begin{aligned} aa' + bb' + cc' &= 0 \\ aa'' + bb'' + cc'' &= 0 \\ a'a'' + b'b'' + c'c'' &= 0 \end{aligned}$$

$$\varepsilon.\quad \begin{aligned} a &= b'c'' - c'b'' \\ b &= c'a'' - a'c'' \\ c &= a'b'' - b'a'' \end{aligned} \qquad \zeta.\quad \begin{aligned} a' &= cb'' - bc'' \\ b' &= ac'' - ca'' \\ c' &= ba'' - ab'' \end{aligned} \qquad \eta.\quad \begin{aligned} a'' &= bc' - cb' \\ b'' &= ca' - ac' \\ c'' &= ab' - ba'. \end{aligned}$$

Le déterminant de la substitution

$$\begin{vmatrix} a & b & c \\ a' & b' & c' \\ a'' & b'' & c'' \end{vmatrix}$$

devient égal à $+1$ si les deux systèmes se confondent, et égal à -1 s'ils sont symétriques : dans ce dernier cas, les premiers membres des formules ε, ζ, η changent de signe.

3. La direction des axes est changée et l'origine est déplacée, les désignations sont les mêmes que dans 1 et 2 ; cependant il faut remarquer que a, a', a''; b, b', b''; c, c', c'' se rapportent à un système de coordonnées parallèle à l'ancien et passant par la nouvelle origine ; alors on a :

$$\begin{array}{l|l} x = ax' + by' + cz' + f & x' = a(x-f) + a'(y-g) + a''(z-h) \\ y = a'x' + b'y' + c'z' + g & y' = b(x-f) + b'(y-g) + b''(z-h) \\ z = a''x' + b''y' + c''z' + h & z' = c(x-f) + c'(y-g) + c''(z-h). \end{array}$$

Si l'ancien système ne fait que tourner autour de l'axe des z et se déplacer parallèlement à lui-même, on a : $a'' = b'' = c = c' = 0$; $c'' = 1$, et on obtient immédiatement les formules de transformation des coordonnées dans le plan xy, en remplaçant ces lettres par leurs valeurs dans les expressions générales ci-dessus.

4. Pour exprimer les coordonnées d'un point (x, y, z) en fonction des coordonnées polaires r, φ, θ, on cherche d'abord les coordonnées x', y', z', de ce point rapportées à un système d'axes rectangulaires dont l'origine coïncide avec le pôle, le plan des xy avec l'équateur et l'axe des x avec l'axe polaire, à partir duquel est compté l'angle φ; on a : $x' = r\cos\varphi\cos\theta$, $y' = r\sin\varphi\cos\theta$, $z' = r\sin\theta$. Pour les points situés dans le plan xy, $\theta = 0$.

Dans le plan, la transformation des coordonnées rectangulaires en coordonnées polaires se fait par les formules :

$$x = r\cos\varphi, \qquad y = r\sin\varphi.$$

Lorsque les axes de projection forment entre eux un angle w qui n'est pas de 90°, on a :

$$x = \frac{r\sin(w-\varphi)}{\sin w}, \qquad y = \frac{r\sin\varphi}{\sin w}.$$

Dans les deux cas, on a supposé l'origine confondue avec le pôle, et la partie positive de l'axe des x avec l'axe polaire, à partir duquel les angles φ sont comptés.

C. COURBES PLANES

a. Théorèmes généraux.

1. Une courbe plane rapportée à un système de coordonnées cartésiennes est représentée par deux équations :

$$x = \psi_1(t), \qquad y = \psi_2(t),$$

ou après avoir éliminé t, par une équation unique :

$$F(x, y) = 0.$$

Par la résolution de cette dernière équation, on obtient une ou plusieurs équations de la forme

$$y = f(x),$$

qui représentent autant de parties de la courbe qu'il y a de ces équations.

La même remarque peut être faite pour l'équation en *coordonnées polaires* d'une courbe plane :

$$F(r, \varphi) = 0 ; \qquad r = f(\varphi).$$

2. Pour obtenir les *points à l'infini* d'une courbe, c'est-à-dire l'angle donnant la direction du point de fuite, on rapporte l'équation à un système de coordonnées polaires, et l'on cherche la valeur de φ correspondant à $r = \infty$.

Avant de donner à r cette valeur, si la courbe est algébrique et du n^{me} degré, on divise l'équation de la courbe par la puissance la plus élevée de r; pour cela, on écrit l'équation sous la forme

$$F(x, y) = F_n + F_{n-1} + F_{n-2} + \ldots + F_1 + F_0 = 0,$$

dans laquelle F_k renferme tous les termes homogènes de l'ordre k.

3. *L'équation de la tangente* en un point (x, y) de la courbe, est :

$$\frac{dy}{dt}(\xi - x) - \frac{dx}{dt}(\eta - y) = 0, \text{ ou } \frac{\partial F}{\partial x}(\xi - x) + \frac{\partial F}{\partial y}(\eta - y) = 0,$$

ou encore :

$$\eta - y = \frac{dy}{dx}(\xi - x),$$

où ξ et η désignent les coordonnées courantes. Si dans la seconde équation ci-dessus, on développe les parenthèses, et si l'on écrit

$$\frac{\partial F}{\partial x}\xi + \frac{\partial F}{\partial y}\eta + p = 0,$$

on a pour les courbes du n^{me} degré :

$$p = -\left(x\frac{\partial F}{\partial x} + y\frac{\partial F}{\partial y}\right) = 1\,F_{n-1} + 2\,F_{n-2} + \ldots + (n-1)\,F_1 + n\,F_0,$$

c'est-à-dire, l'ordre de cette égalité est abaissé de une unité par rapport à (x, y).

Cet abaissement de l'ordre doit être fait toutes les fois que l'on a à déterminer les *asymptotes* d'une courbe, c'est-à-dire les tangentes aux points de la courbe situés à l'infini. On les détermine en remplaçant, dans l'équation de la tangente, x et y en fonction des coordonnées polaires; alors on fait dans cette équation $r = \infty$, et on remplace φ par l'angle donnant la direction du point de fuite (2.), en ayant soin, auparavant, de diviser l'équation de la tangente par la plus haute puissance de r qui y entre.

Pour déterminer les tangentes passant par un point (ξ_0, η_0) extérieur à une courbe, c'est-à-dire, pour trouver les points de contact de ces tangentes avec cette courbe, on remplace dans l'équation de la tangente, ξ et η par ξ_0 et η_0; on obtient ainsi une nouvelle équation qui, résolue avec l'équation de la courbe par rapport à x et à y, donne les coordonnées des points cherchés.

L'équation réduite des tangentes :

$$\frac{\partial F}{\partial x}\xi_0 + \frac{\partial F}{\partial y}\eta_0 + p = 0 \qquad a)$$

pour une courbe du n^{me} degré, étant ordinairement du $(n-1)^{me}$

degré, elle représente une courbe du $(n-1)^{me}$ degré passant par tous les points de contact cherchés. Cette courbe s'appelle la *polaire* du point (ξ_0, η_0). Il existe d'après cela en général, $n(n-1)$ points de contact donnés, par l'intersection de la courbe considérée avec la courbe représentée par a).

4. L'angle τ mesuré dans la direction de l'axe des y et formé par la tangente avec la partie positive de l'axe des x, se trouve dans le système de coordonnées rectangulaires au moyen des formules :

$$\sin\tau = \frac{dy}{ds}, \qquad \cos\tau = \frac{dx}{ds}, \qquad \operatorname{tg}\tau = \frac{dy}{dx},$$

où ds représente la différentielle de l'arc de la courbe; cette différentielle est déterminée par la formule

$$ds = \pm\sqrt{(dx)^2 + (dy)^2},$$

et doit, dans la détermination de sin τ et cos τ, porter le même signe que celui trouvé pour tg τ.

5. En désignant par (u) l'angle que forme la tangente à la courbe (compté dans le sens des arcs croissants) avec le rayon vecteur, on a :

$$\sin u = \frac{r d\varphi}{ds}, \qquad \cos u = \frac{dr}{ds}, \qquad \operatorname{tg} u = \frac{r d\varphi}{dr}.$$

La différentielle de l'arc

$$ds = \pm\sqrt{(dr)^2 + r^2(d\varphi)^2}$$

doit, dans la détermination de sin u et cos u, porter le même signe que celui de tg u.

6. L'équation des normales au point (x, y) est en coordonnées rectangulaires :

$$\frac{dx}{dt}\left(\xi - x\right) + \frac{dy}{dt}\left(\eta - y\right) = 0, \qquad \frac{\partial F}{\partial y}\left(\xi - x\right) - \frac{\partial F}{\partial x}\left(\eta - y\right) = 0,$$

$$\eta - y = -\frac{dx}{dy}\left(\xi - x\right).$$

7. On entend par *angle de contingence* d'une courbe, l'angle de deux tangentes à la courbe infiniment voisines l'une de l'autre, ou bien la différentielle de l'angle qu'une tangente à cette courbe forme avec une direction fixe, par exemple l'axe des x. Si l'on désigne cette différentielle d'angle par $d\tau$, on a en coordonnées rectangulaires :

$$d\tau = \cos^2\tau\, d\operatorname{tg}\tau = \left(\frac{dx}{ds}\right)^2 d\frac{dy}{dx} = \frac{d^2y\,dx - d^2x\,dy}{ds^2}.$$

Cet angle est aussi égal à l'angle que forment entre elles deux normales infiniment rapprochées.

Par *cercle osculateur* à une courbe en un point (x, y) de cette courbe, on comprend un cercle qui passe par ce point et qui a encore de commun avec la courbe les deux points infiniment rapprochés du point considéré. Le centre de ce cercle porte le nom de *centre du cercle osculateur* ou *centre de courbure*, et est le point d'intersection

des deux normales à la courbe infiniment voisines du point (x, y). Si l'on désigne par ρ le rayon de courbure, on a en coordonnées rectangulaires :

$$\rho d\tau = ds\,; \quad \rho = \frac{ds}{d\tau} = \frac{\left(\frac{ds}{dx}\right)^3}{\frac{d^2y}{dx^2}} = \frac{ds^3}{d^2y\,dx - d^2x\,dy},$$

ou aussi :

$$\rho = \frac{ds^2}{\sqrt{(d^2x)^2 + (d^2y)^2 - (d^2s)^2}} = \frac{ds}{\sqrt{\left(d\frac{dx}{ds}\right)^2 + \left(d\frac{dy}{ds}\right)^2}};$$

et si l'équation de la courbe se présente sous la forme $F(x, y) = 0$,

$$\rho = \frac{\left[\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}{\left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2 \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - 2\frac{\partial F}{\partial x}\frac{\partial F}{\partial y}\frac{\partial^2 F}{\partial x\,\partial y} + \left(\frac{F}{x}\right)^2 \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}}.$$

En *coordonnées polaires*, on a :

$$d\tau = d\varphi + du = d\varphi + \cos^2 u\, d\,\mathrm{tg}\, u = d\varphi + \left(\frac{dr}{ds}\right)^2 d\frac{r\,d\varphi}{dr}$$

$$\rho = \frac{ds}{d\varphi + \left(\frac{dr}{ds}\right)^2 d\frac{r\,d\varphi}{dr}} = \frac{\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)^3}{r^2 + 2\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r\frac{d^2r}{d\varphi^2}}$$

8. Si l'on désigne par X, Y les coordonnées du centre du cercle osculateur au point (x, y), on a :

$$X = x - \rho\frac{dy}{ds}, \qquad Y = y + \rho\frac{dx}{ds};$$

ou encore

$$X = x - \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 \frac{\frac{dy}{dx}}{\frac{d^2y}{dx^2}}, \qquad Y = y + \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 \frac{1}{\frac{dy^2}{dx^2}}$$

9. Le lieu géométrique des centres des cercles osculateurs d'une courbe s'appelle la *développée* de cette courbe. La courbe donnée porte, par rapport à la développée, le nom de *développante*. On trouve l'équation de la développée d'une courbe en éliminant x et y et leurs dérivées entre : l'équation de la courbe, les dérivées première et seconde de cette équation et les deux expressions donnant X et Y ; en considérant alors X et Y comme variables, on obtient l'équation cherchée de la développée.

Chaque rayon de courbure est à la fois normal à la développante et tangent à la développée.

La longueur de l'arc compris entre deux points de la développée est égale à la différence des longueurs des rayons des cercles osculateurs à la développante, correspondant aux deux points considérés.

Inversement, si la développée est donnée, la développante est représentée par les équations :

$$x = X - S\frac{dX}{dS}, \qquad y = Y - S\frac{dY}{dS},$$

où X, Y désignent les coordonnées d'un point quelconque de la développée, et S la longueur de l'arc compris entre ce point et celui où commence le développement.

10. Deux courbes planes ayant un point commun, ont un *contact* du k^{me} ordre en ce point, si les k premières dérivées : $\frac{dy}{dx}, \frac{d^2y}{dx^2} \cdots \frac{d^ky}{dx^k}$ sont égales dans les deux courbes pour le point considéré.

Si le contact est d'ordre *pair*, on dit que la première courbe traverse la seconde, (c'est-à-dire que les deux courbes se coupent). Si le contact est d'ordre *impair*, on dit que la première courbe embrasse la seconde (c'est-à-dire, les deux courbes se touchent sans se couper).

Ordinairement la tangente à une courbe a un contact du premier ordre avec cette courbe, et le cercle osculateur un contact du deuxième ordre.

11. Si $\frac{d^2y}{dx^2} > 0$, la courbe est dite *concave* par rapport à la partie positive de l'axe des y; si au contraire $\frac{d^2y}{dx^2} < 0$, elle est *convexe* par rapport à la même partie du même axe.

Au point où $\frac{d^2y}{dx^2} = 0$, la courbe passe ordinairement de la concavité à la convexité (ou vice-versâ); cela a toujours lieu quand $\frac{d^3y}{dx^3}$ n'est pas égal à zéro en même temps que $\frac{d^2y}{dx^2}$; le point de la courbe jouissant de cette propriété porte le nom de *point d'inflexion*.

Pour obtenir les points d'inflexion d'une courbe donnée, il faut résoudre l'équation $\frac{d^2y}{dx^2} = 0$. Si des racines de cette équation satisfont en même temps toutes les équations

$$\frac{d^3y}{dx^3} = 0, \quad \frac{d^4y}{dx^4} = 0, \ldots \frac{d^ky}{dx^k} = 0,$$

les points correspondant à ces racines portent encore le nom de

point d'inflexion lorsque k est pair; dans ce cas, la tangente a un contact d'ordre pair avec la courbe, et d'après 10, elle la traverse, c'est-à-dire, elle la coupe au point de contact. Si au contraire, k est impair, la tangente au point considéré a seulement la propriété d'avoir avec la courbe un contact d'ordre impair, et les points ne sont pas des points d'inflexion.

Pour les points d'inflexion, $\rho = \infty$; on peut employer cette propriété pour déterminer cette sorte de points, on pose alors $= 0$ l'un quelconque des dénominateurs des différentes expressions donnant la valeur de ρ. (Voir 7.)

12. Un point d'une courbe est dit *double* ou *multiple*, quand deux ou plusieurs branches de la courbe se coupent en ce point. Dans ce cas, l'expression

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{\dfrac{\partial F}{\partial x}}{\dfrac{\partial F}{\partial y}}$$

apparaît toujours sous la forme indéterminée $\frac{0}{0}$; il faut donc pour trouver ces *points singuliers*, résoudre les trois équations :

$$\frac{\partial F}{\partial x} = 0\,, \quad \frac{\partial F}{\partial y} = 0\,, \quad F(x,y) = 0.$$

Comme nous l'avons vu dans 3, la dernière équation peut se mettre sous la forme

$$1\,F_{n-1} + 2\,F_{n-2} + \ldots + (n-1)\,F_1 + nF_0 = 0,$$

où n représente le degré de la courbe. On trouve les deux tangentes au point double, en résolvant l'équation

$$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial x\,\partial y}\frac{dy}{dx} + \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 = 0$$

par rapport à $\dfrac{dy}{dx} = \operatorname{tg}\tau$.

Si l'équation donne deux racines réelles et égales, les deux tangentes tombent l'une sur l'autre, et l'on a un *point de rebroussement*. Si les deux racines sont réelles et inégales, le point est appelé *point anguleux* ou *saillant*. Si les racines de l'équation sont imaginaires, on obtient un *point conjugué* ou *point isolé*, par lequel on ne peut faire passer aucune tangente réelle à la courbe considérée.

Si $(k+1)$ indique le nombre des branches de courbe se coupant en un point multiple, outre les conditions que nous venons d'indiquer, il faut égaler à zéro les k premières dérivées partielles de $F(x,y)$ par rapport à x et à y.

Pour la recherche de ces points et autres points analogues portant le nom collectif de *points singuliers*, il est souvent avantageux d'introduire une troisième variable (t), choisie convenablement.

13. *Quadrature des surfaces planes à contour curviligne.* La surface comprise entre une courbe, l'axe des x et les ordonnées y_0 et y correspondant aux abscisses x_0 et x, est donnée par l'expression :

$$S = \int_{x_0}^{x} f(x)\,dx.$$

La surface du secteur limité par la courbe et les rayons vecteurs r_0, r correspondant aux angles φ_0 et φ que ces rayons vecteurs forment avec l'axe polaire, est donnée par l'expression :

$$S = \tfrac{1}{2}\int_{\varphi_0}^{\varphi} r^2 d\varphi.$$

14. *Rectification des courbes planes.* La longueur s de l'arc compris entre deux points correspondant à des valeurs t_0 et t, est :

$$s = \int_{t}^{t} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}\,.\,dt.$$

Cas spécial :

$$s = \int_{x_0}^{x} \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}\,.\,dx.$$

En coordonnées polaires :

$$s = \int_{\varphi_0}^{\varphi} \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2}\,.\,d\varphi = \int_{r_0}^{r} \sqrt{1 + r^2\left(\frac{d\varphi}{dr}\right)^2}\,.\,dr.$$

b. Sections coniques.

1. L'équation la plus générale d'une section conique en coordonnées rectilignes est de la forme :

$$a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y^2 + 2a_1x + 2a_2y + a_0 = 0.$$

2. Cette équation représente une ellipse, une parabole ou une hyperbole, suivant que l'expression $a^2_{12} - a_{11}a_{22}$ est positive, égale à zéro, ou négative. La forme générale de l'équation de la parabole est donc :

$$(ax + by + c)^2 + Ax + By + C = 0.$$

3. Pour l'ellipse et l'hyperbole, le centre est le point intersection des deux droites :

$$a_{11}x + a_{12}y + a_1 = 0, \qquad a_{12}x + a_{22}y + a_2 = 0.$$

4. Si en coordonnées rectangulaires, l'équation d'une ellipse ou d'une hyperbole rapportée à son centre est :

$$a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y_2 = k,$$

et si

$$g_1x'^2 + g_2y'^2 = k$$

est l'équation des axes principaux correspondants, on trouve l'angle φ, dont il a fallu faire tourner les anciens axes dans la direction positive, pour arriver à coïncider avec les axes de la courbe, au moyen de l'égalité

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2a_{12}}{a_{11} - a_{22}};$$

g_1 et g_2 sont obtenus à l'aide des relations

$$g_1 + g_2 = a_{11} + a_{22}; \qquad g_1 - g_2 = \frac{a_{11} - a_{22}}{\cos 2\varphi} = \frac{2a_{12}}{\sin 2\varphi}.$$

Les conditions pour que l'équation représente un cercle sont : $a_{12} = 0$; $a_{11} = a_{22}$; de plus, a_{11}, a_{22} et k doivent avoir le même signe.

α. *Cercle.*

1. *Équation du cercle* (fig. 2) :

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = r^2.$$

Si OX et OY passent par M, on a alors l'équation du cercle rapportée à son centre :

$$x^2 + y^2 = r^2.$$

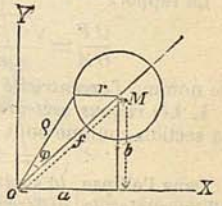
2. Si le centre du cercle est sur l'axe des x, et si ce cercle passe par l'origine O, son équation est :

$$y^2 = x(2r - x).$$

3. L'équation polaire pour l'axe OM est :

$$\rho^2 - 2\rho f \cos\varphi + f^2 = r^2.$$

Fig. 2.



4. Si les axes des coordonnées font entre eux un angle ω, et si α et β sont les coordonnées du centre du cercle, l'équation de celui-ci est :

$$(x - \alpha)^2 + (y - \beta)^2 + 2(x - \alpha)(y - \beta)\cos\omega = r^2.$$

β. *Ellipse et hyperbole.*

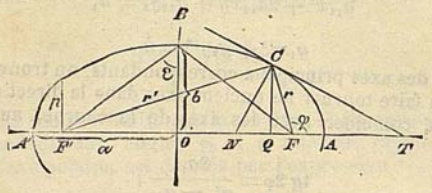
Dans les formules suivantes, le signe supérieur a rapport à l'ellipse (fig. 3) et le signe inférieur à l'hyperbole (fig. 4).

1. *Équations de ces courbes rapportées à leur centre.* Si on prend, pour axes des coordonnées de ces deux sections coniques, les axes eux-mêmes de ces courbes, et si on représente OA par a et OB par b, a et b étant les longueurs des demi-axes, on a :

$$\frac{x^2}{a^2} \pm \frac{y^2}{b^2} = 1.$$

2. *Equations de ces mêmes courbes rapportées à l'un de leurs sommets*

Fig. 3.



Déplaçons le système de coordonnées parallèlement à lui-même, de manière que O vienne en A', on a alors :

$$\pm y^2 = 2\frac{b^2}{a}x - \frac{b^2}{a^2}x^2 = 2px - \frac{px^2}{a}.$$

3. *Les foyers* F et F' sont à une distance de O (mesurée sur l'axe des x) égale à

$$OF = \pm\sqrt{a^2 \mp b^2}.$$

Pour l'ellipse, $BF = BF' = OA = a$; pour l'hyperbole, $OF = OD$.

Le rapport

$$\frac{OF}{OA} = \frac{\sqrt{a^2 \mp b^2}}{a} = \sin\varepsilon. \text{ resp. } = \frac{1}{\cos\alpha} = e$$

se nomme *l'excentricité* de la section conique.

4. *Les rayons vecteurs* allant des foyers à un point quelconque de la section conique sont :

$$r = \pm(a - ex), \qquad r' = a + ex.$$

Dans l'ellipse, *la somme* des rayons vecteurs est constante, et dans l'hyperbole, *la différence* des rayons vecteurs est constante; on a : $r' \pm r = 2a =$ longueur de l'axe passant par les foyers. (C'est sur cela que peut être basée la construction de ces courbes par un mouvement continu.)

5. L'ordonnée correspondant au foyer est :

$$p = \pm a(1 - e^2) = \frac{b^2}{a}.$$

La grandeur $2p$ se nomme *paramètre*.

6. *Diamètres conjugués*. On appelle de ce nom, deux diamètres dont l'un a la propriété de diviser en deux parties égales toutes les cordes parallèles à l'autre. Les tangentes à l'extrémité d'un diamètre sont parallèles au diamètre conjugué correspondant.

Si deux diamètres conjugués $2a_1$, $2b_1$ coupent le grand axe sous les angles aigus α, β (fig. 8), on a :

$$a^2 \pm b^2 = a_1^2 \pm b_1^2; \qquad ab = a_1 b_1 \sin(\alpha + \beta); \qquad \frac{b^2}{a^2} = \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta.$$

L'équation des deux sections coniques dont nous nous occupons, rapportée à deux de leurs diamètres conjugués comme axes, est :

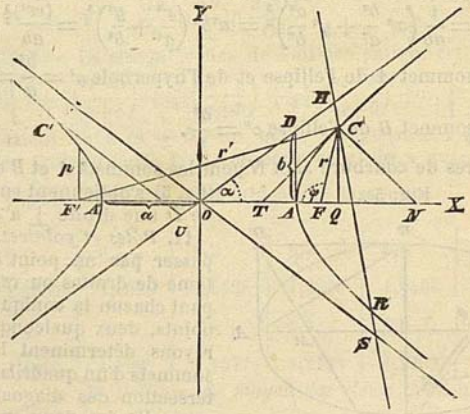
$$\frac{x_1^2}{a_1^2} \pm \frac{y_1^2}{b_1^2} = 1.$$

7. L'équation de la tangente en un point (x, y) est :

$\frac{\xi x}{a^2} \pm \frac{\eta y}{b^2} = 1$; celle de la normale est : $\frac{\xi - x}{b^2 x} = \pm \frac{\eta - y}{a^2 y}$.

La tangente et la normale sont les bissectrices de l'angle formé par les rayons vecteurs aboutissant au point considéré.

Fig. 4.



8. $\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 0$ et $\frac{x}{a} - \frac{y}{b} = 0$ représentent les équations de deux droites s'approchant indéfiniment des branches de l'hyperbole, sans jamais les rencontrer. Ces droites portent le nom *d'asymptotes* de l'hyperbole; chacune des asymptotes fait avec l'axe principal passant par les foyers, un angle α, tel que $\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a}$.

Si l'on tire une droite coupant l'hyperbole et les asymptotes, les parties de la droite CH et RS comprises entre l'hyperbole et les asymptotes sont égales entre elles. Si $C'U$ et $C'V$ sont parallèles aux asymptotes, on a :

$$C'U \cdot C'V = \frac{a^2 + b^2}{4}.$$

L'équation de l'hyperbole rapportée à ses asymptotes est :

$$x'y' = \frac{a^2 + b^2}{4}.$$

9. Si x, y sont les coordonnées d'un point C, on a :

longueur de la tangente $CT = \frac{ay}{bx}\sqrt{\pm(a^2 - e^2x^2)}$

» » normale $CN = \frac{b}{a}\sqrt{\pm(a^2 - e^2x^2)}$

» » sous-tangente $TQ = \mp\frac{a^2}{x} \pm x$

» » sous-normale $NQ = \mp\frac{b^2}{a^2}x$. Fig. 3 et 4.

10. Le *rayon de courbure* au point C est :

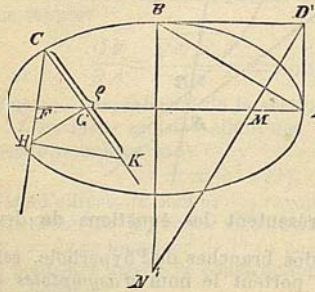
$$\rho = \frac{1}{ab}\left(x^2\frac{b^2}{a^2} + y^2\frac{a^2}{b^2}\right)^{\frac{3}{2}} = a^2b^2\left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4}\right)^{\frac{3}{2}} = \frac{(rr')^{\frac{3}{2}}}{ab}.$$

Pour le sommet A de l'ellipse et de l'hyperbole $\rho' = \frac{b^2}{a} = p$;

pour le sommet B de l'ellipse $\rho'' = \frac{a^2}{b}$.

Les centres de courbure M et N pour les sommets A et B de l'ellipse (fig. 5) s'obtiennent en abaissant de D une droite ⊥ à AB.

Fig. 5.



11. *Pôles et polaires.* Si on fait passer par un point P un système de droites ou rayons coupant chacun la conique en deux points, deux quelconques de ces rayons déterminent les quatre sommets d'un quadrilatère : l'intersection des diagonales ainsi que celle des deux autres côtés de tous les quadrilatères ainsi formés, se trouvent sur une seule et même droite appelée la *polaire* du *point ou pôle* P.

Les polaires de tous les points d'une droite passent par un même point qui n'est autre que le pôle de la droite.

Si d'un point extérieur à une section conique on tire deux tangentes, celles-ci coupent la polaire de ce point extérieur aux points de tangence.

12. Si on a un foyer et sa polaire (directrice), la distance d'un point quelconque de la section conique au foyer, divisée par la distance de ce point à la directrice, donne un rapport constant e <1 pour l'ellipse, $=1$ pour la parabole et >1 pour l'hyperbole.

13. L'équation polaire d'une section conique rapportée au foyer F comme pôle, et à FA comme axe polaire (fig. 3 et 4) est :

$$r = \frac{p}{1 + e\cos\varphi}.$$

14. *Quadrature.* Pour l'ellipse, l'expression de la surface *OBCQ* (fig. 3) est :

$$\frac{xy}{2}+\frac{ab}{2}\operatorname{arc\,sin}\frac{x}{a}.$$

La surface de l'ellipse entière est πab.

Pour l'hyperbole, la surface *ACQ* (fig 4) est :

$$\frac{xy}{2}-\frac{ab}{2}\ln\left(\frac{x}{a}+\frac{y}{b}\right).$$

L'expression de la surface $OA'C'V$ (fig. 4) est :

$$\frac{ab}{4}+\frac{ab}{2}\ln\frac{2.OV}{OD}.$$

15. *Rectification.* La circonférence de l'ellipse entière est :

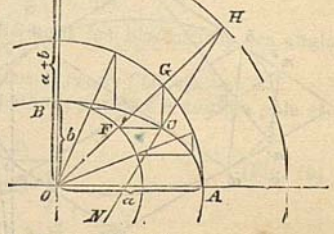
$$S=\pi(a+b)\left[1+\tfrac{1}{4}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2+\tfrac{1}{64}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^4+\tfrac{1}{256}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^6+\cdots\right]=\pi(a+b)\varkappa.$$

Pour le calcul de $\pi(a+b)$, on peut, en posant $(a+b)=d$, employer les tables (pages 1-7), et pour celui de $\varkappa$ qui dépend de $\frac{a-b}{a+b}$, on peut se servir du petit tableau ci-dessous :

$\frac{a-b}{a+b}=$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\varkappa=$	1,0000	1,0025	1,0100	1,0226	1,0404	1,0635
$\frac{a-b}{a+b}=$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
$\varkappa=$	1,0922	1,1267	1,1677	1,2155	1,2732	

16. *Construction de l'ellipse au moyen des deux demi-axes a et b* (fig. 6).

Fig. 6.



On décrit de *O* comme centre, trois cercles ayant respectivement *b*, *a*, $a+b$ pour rayons; on tire ensuite un rayon quelconque *OFGH*, par *F* on mène une parallèle à *OA* et par *G* une à *OB*, *C* est un point de l'ellipse et *HCN* est la normale en ce point.

17. On peut *construire la tangente à une conique en un point C* au moyen du théorème 7 (fig. 3 et 4).

18. *Construction d'une tangente à une conique par un point extérieur P* (fig. 7).

De *P*, avec un rayon égal à PF^1, et de *F*, avec un rayon égal à $2a$, on décrit deux arcs de cercle; si on joint le point d'intersection de ces arcs à *F*, *C* est le point de contact de la tangente cherchée.

19. *Trouver les axes principaux de l'ellipse, étant donnés deux diamètres conjugués* $DD_1 = 2a_1$ *et* $EE_1 = 2b_1$ (fig. 8).

Par E on mène $EH \perp DD_1$, on prend $EG = EG_1 = OD_1 = a_1$, on obtient alors l'un des axes cherchés en menant la bissectrice de l'angle GOG_1. Les longueurs des axes sont :

$$a = \frac{OG_1 + OG}{2}$$

$$b = \frac{OG_1 - OG}{2},$$

ou bien : après avoir trouvé le point G, on décrit un cercle sur OG comme diamètre, on joint le point E au centre de ce cercle, et l'intersection de cette droite avec la circonférence de celui-ci donne deux points qui sont sur les axes cherchés ; les distances de ces points à E sont les longueurs des axes de l'ellipse. Un cercle passant par G et G_1 et ayant son centre sur le petit axe de l'ellipse coupe le grand axe en deux points qui sont les foyers F et F_1.

Fig. 7.

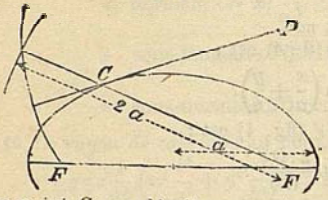
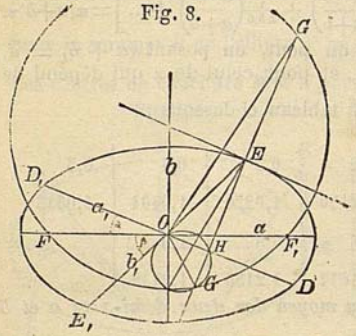
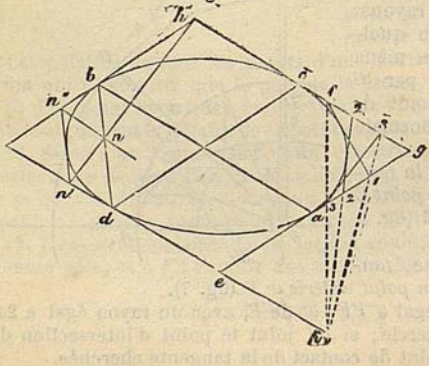


Fig. 8.



Si la ligne G_1HE se meut de manière que G_1 reste continuellement sur la direction OG_1, et H sur celle de DD_1, le point E décrit la circonférence de l'ellipse (voir page 111).

Fig. 9.



Le quatrième point harmonique de G_1, H et G, conjugué de H, est le centre du cercle osculateur à l'ellipse au point E *).

21. *Construction de l'ellipse au moyen des diamètres conjugués ab et cd* (fig. 9**).

*) D'après Aronhold.
**) D'après Pohlke.

On mène *edf* || *gch* || *ab* et *gae* || *hbf* || *cd*; on prolonge *fe* de la longueur $ek = de$; on divise *cg* en autant de parties égales que l'on voudra (en 4 p. ex.); on tire *k*1, *k*2, *k*3; les points d'intersection de ces droites avec *ag* étant 3, 2, 1 : 11, 22, 33 sont des tangentes à l'ellipse.

22. *Autre construction de l'ellipse au moyen de tangentes, connaissant deux diamètres conjugués ab et cd* (fig. 9).

On tire *bd*, et l'on prend sur cette ligne un point quelconque *n*; on tire *hnn'*, et *nn''* || *ab*, *n'n''* est une tangente à l'ellipse.

γ. *Parabole.*

1. Equation rapportée au sommet :

$$y^2 = 2px$$

2. *Le foyer* se trouve à une distance du sommet égale à $AF = \frac{1}{2}p$ (fig. 10), *p* étant l'ordonnée au foyer. La ligne parallèle à l'axe des *y* à une distance de cet axe égale à $-\frac{1}{2}p = AO$ se nomme la *directrice* et est la polaire du foyer.

Pour chaque point de la parabole on a : $FE = EB = \frac{p}{2} + x$.

3. Tout diamètre *EX'* (fig. 10) de la parabole divise en deux parties égales toute corde parallèle à la tangente *EY'* menée à son extrémité ; ce diamètre est parallèle à *AX*, et s'appelle diamètre conjugué à la direction *EY'*. Si on prend *EX* et *EY'* pour axes des coordonnées, l'équation de la parabole est :

$$y'^2 = \frac{2p}{\sin^2 \tau} x' = 2p' x'.$$

4. L'équation de la *tangente* au point (x, y) est :

$$\eta y = p(\xi + x).$$

L'équation de la *normale* au même point est :

$$(\eta - y) = -\frac{y}{p}(\xi - x).$$

La tangente *ED* et la normale *EG* sont les bissectrices des angles *FEB* et *FEX'*.

La *sous-tangente* $DC = 2x$, la *sous-normale* $CG = p$.

5. *L'équation polaire* de la parabole rapportée à *F* comme pôle et à *FA* comme axe polaire est :

$$r = \frac{p}{2\cos^2 \frac{\varphi}{2}}. \qquad \text{(Fig. 10)}$$

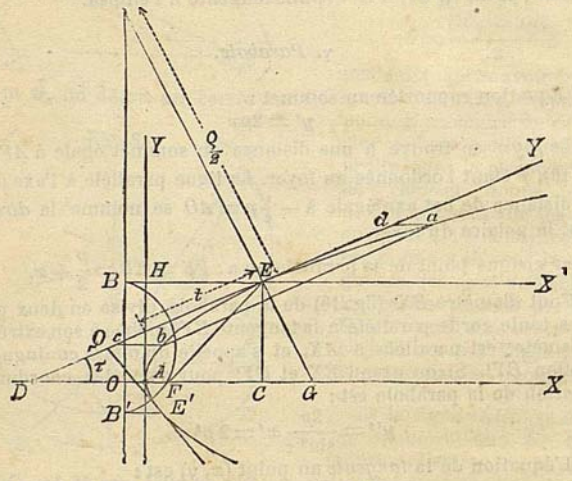
6. Le rayon de courbure $\rho = \frac{(p + 2x)^{\frac{3}{2}}}{\sqrt{p}} = \frac{\overline{EG}^3}{p^2}$; (Fig. 10)

sa projection sur l'axe des *x* est égale à $2EF = 2EB$.

7. L'équation de la développée est : $27py^2 = 8(x-p)^3$; on appelle cette courbe *parabole semi-cubique* ou *parabole de Neil*.

8. *Quadrature.* La surface $AEC = \frac{2}{3}xy$; $aEb = \frac{2}{3}abcd$. D'après cela, la surface approchée d'un segment d'une courbe quelconque, lorsqu'elle a une faible flèche, est : $\frac{2}{3}gf$, où g représente la base du segment (corde), et f sa flèche ou sa montée.

Fig. 10.



9. *Rectification.* La longueur de l'arc AE est :

$$s = \frac{p}{2}\left\{\sqrt{\frac{2x}{p}\left(1+\frac{2x}{p}\right)} + \ln\left(\sqrt{\frac{2x}{p}} + \sqrt{1+\frac{2x}{p}}\right)\right\} = t + \frac{p}{2}\ln \operatorname{ctg}\frac{\tau}{2}.$$

Si $\frac{x}{y}$ est une fraction de faible valeur (ponts suspendus), on a approximativement :

$$s = y\left[1 + \tfrac{2}{3}\left(\frac{x}{y}\right)^2 - \tfrac{2}{5}\left(\frac{x}{y}\right)^4\right].$$

On peut employer d'une manière approximative la même formule pour calculer la longueur de l'arc d'un segment d'une courbe quelconque dont la flèche est petite, en y remplaçant y par g, et $\frac{x}{y}$ par $\frac{2f}{g}$ (voir 8).

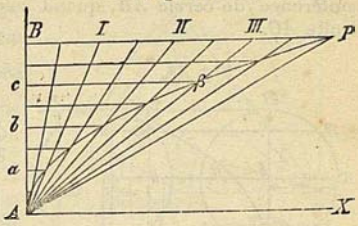
10. *Construction de la parabole connaissant le sommet A, l'axe AX et un point P de la courbe* (fig. 11).

AB est $\perp AX$ en A; $PB \perp AB$; PB et AB sont divisées en un même nombre de parties égales; on joint III à A, on mène par c une parallèle à AX, β est un point de la parabole.

11. *Construction de la parabole connaissant le sommet A et le foyer* (fig. 12).

A partir du point A, on fait mouvoir le sommet d'un angle droit sur AY, de manière que l'un des côtés de l'angle droit passe toujours par F; l'autre côté de l'angle est alors à chaque instant tangent à la parabole.

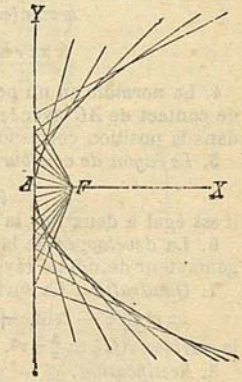
Fig. 11.



12. *Construire en un point E pris sur la courbe, une tangente à la parabole* (fig. 10).

On fait $AD = AC$, ou $DF = FE$; alors DE est la tangente et $\operatorname{tg} \tau = \frac{p}{y}$. De plus $\angle DEH = \angle DEF$, si EH est $\perp AY$.

Fig. 12.



13. *Construire par un point Q extérieur à la courbe, une tangente à la parabole* (fig. 10).

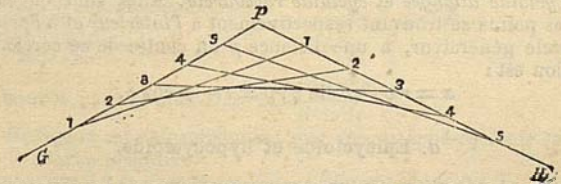
De Q comme centre avec QF pour rayon, on décrit un cercle; par B et B' on tire des parallèles à AX; E et E' sont les points de contact des tangentes QE et QE'.

14. *Construire une parabole connaissant deux tangentes PG et PH et leurs points de contact G et H* (fig. 13).

On divise PG et PH en n parties égales (dans fig. 13, $n = 6$), 11, 22, 33, etc., sont des tangentes à la parabole.

Cette construction peut être employée avec avantage pour le dessin d'arcs peu prononcés.

Fig. 13.

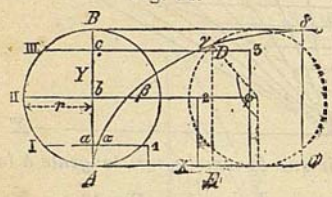


Ce qui a été dit pour l'ellipse et l'hyperbole, dans le § β aux numéros 11, 12, 13, peut être répété ici pour la parabole.

c. Cycloïde.

1. La cycloïde est la courbe engendrée par un point A d'une circonférence de cercle AB, quand celui-ci roule sans glisser sur une droite AC.

Fig. 14.



2. *Construction* (fig. 14). On fait $AC = \text{arc } AB$, on les divise tous deux en un même nombre de parties égales, on trouve les intersections 1, 2, 3, et l'on fait $1\alpha = a\,I$, $2\beta = b\,II$ et $3\gamma = c\,III$; α, β, γ sont des points de la cycloïde.

3. Les équations de la cycloïde rapportées à AC comme axe des x, et à AB comme axe des y, sont:

$$x = r(\varphi - \sin\varphi)\,;\; y = r(1 - \cos\varphi)\,;$$

$$x = r \arccos\frac{r-y}{r} \pm \sqrt{(2r-y)y}.$$

4. La *normale* en un point quelconque passe toujours par le point de contact de AC avec le cercle générateur, lorsque celui-ci se trouve dans la position correspondant au point considéré.

5. *Le rayon de courbure* est :

$$\rho = 4r \sin\tfrac{1}{2}\varphi = 2\sqrt{2ry};$$

il est égal à deux fois la normale.

6. La *développée* de la cycloïde est une cycloïde ayant un cercle générateur de même rayon que celui de la cycloïde primitive.

7. *Quadrature.* La surface AED

$$= r^2\left(\tfrac{3}{2}\varphi - 2\sin\varphi + \tfrac{1}{4}\sin 2\varphi\right) = \tfrac{2}{3}rx - \tfrac{1}{2}y\sqrt{(2r-y)y};$$

la surface $AC\delta = \frac{3}{2}\pi r^2$.

8. *Rectification.*

$$AD = s = 4r(1 - \cos\tfrac{1}{2}\varphi) = 4r - 2\sqrt{2r(2r-y)}$$

$$A\delta = 4r.$$

9. *Cycloïde allongée* et *cycloïde raccourcie*. Elles sont engendrées par des points se trouvant respectivement à *l'intérieur* et à *l'extérieur* du cercle générateur, à une distance p du centre de ce cercle. Leur équation est :

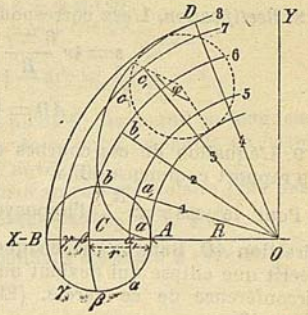
$$x = r\varphi - p\sin\varphi\,;\; y = r - p\cos\varphi.$$

d. Épicycloïde et hypocycloïde.

1. La courbe engendrée par un point A d'une circonférence de cercle AC, roulant sans glisser sur la circonférence d'un autre cercle

OA, porte le nom d'épicycloïde ou d'hypocycloïde, suivant que le cercle roulant se meut à l'extérieur ou à l'intérieur de l'autre cercle.

Fig. 15



2. *Construction* (fig. 15 et 16). On divise l'arc AB et l'angle $AOD = \frac{r}{R} 180°$ en un même nombre de parties égales, on tire les rayons 1, 2, 3, 4, et de O comme centre, on décrit les arcs de cercle 5, 6, 7, 8 ; on fait $a_1a = \alpha_1\alpha$, $b_1b = \beta_1\beta$ et $c_1c = \gamma_1\gamma$: A, a, b, c, D sont des points de l'épicycloïde (fig. 15) ou de l'hypocycloïde (fig. 16).

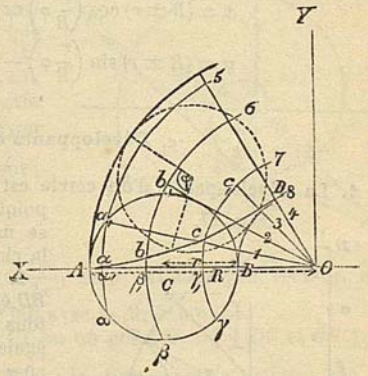
3. *Équations.*

$$x = (R \pm r)\cos\left(\frac{r}{R}\varphi\right) \mp r\cos\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right)$$

$$y = (R \pm r)\sin\left(\frac{r}{R}\varphi\right) - r\sin\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right).$$

Le signe supérieur correspond à l'épicycloïde et celui inférieur à l'hypocycloïde.

Fig. 16.



L'hypocycloïde R, r est identique à l'hypocycloïde R, $(R-r)$, ou à l'épicycloïde R, $(r-R)$, suivant que $r \lessgtr R$.

4. La *normale* en un point quelconque de ces courbes passe toujours par le point de contact du cercle fixe et du cercle générateur, ce dernier étant dans la position correspondant au point considéré.

5. Le *rayon de courbure* est :

$$\rho = \frac{4r(R \pm r)}{R \pm 2r}\sin\tfrac{1}{2}\varphi.$$

On a : pour A, $\rho' = 0$; pour D, $\rho'' = \frac{4r(R \pm r)}{R \pm 2r}$.

6. La *développée* est respectivement une *épi-* ou *hypo-cycloïde* semblable à la courbe primitive.

7. *Quadrature.* La surface d'un secteur compris entre OA, la courbe et un rayon vecteur, est :

$$\frac{r(R \pm r, (R \pm 2r)}{2R}(\varphi - \sin\varphi).$$

8. *Rectification.* L'arc correspondant à l'angle φ est :

$$s = 4r\frac{R \pm r}{R}\left(1 - \cos\tfrac{1}{2}\varphi\right)$$

$$AD = 4r\frac{(R \pm r)}{R}.$$

9. L'équation de ces courbes devient algébrique si R et r forment un rapport commensurable.

Pour le cas $r = \frac{R}{2}$, l'hypocycloïde devient une droite ayant la direction AO. Dans ce cas, chaque point du plan du cercle générateur décrit une ellipse qui devient une droite pour tous les points de la circonférence de ce cercle. (Ellipsographe, v. *Géométrie cinématique*, 13).

Si $r = \infty$, le cercle générateur devient une *droite*, et la courbe devient alors une *développante de cercle*.

10. *L'épi* et *l'hypocycloïde allongées* ou *raccourcies* sont les courbes engendrées lorsque le point générateur se trouve respectivement à *l'intérieur* ou à *l'extérieur* du cercle roulant, à une distance p de son centre. Leurs équations sont :

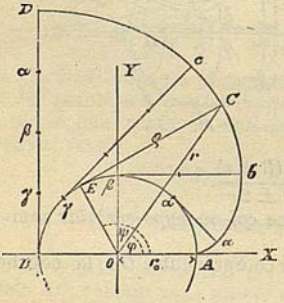
$$x = (R \pm r)\cos\left(\frac{r}{R}\varphi\right) \mp p\cos\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right)$$

$$y = (R \pm r)\sin\left(\frac{r}{R}\varphi\right) - p\sin\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right).$$

e. Développante du cercle.

1. La développante d'un cercle est la courbe engendrée par un point d'une droite, lorsque celle-ci se meut ou roule sans glisser sur la circonférence de ce cercle.

Fig. 17.



2. *Construction* (fig. 17). On fait BD égal à l'arc AB, et on les divise tous deux en n (ici $n = 4$) parties égales : αa est tangente au cercle en α et a pour longueur

$$\alpha D = \tfrac{1}{4}BD;$$

la longueur de βb, tangente en β, est :

$$\beta D = \tfrac{2}{4}BD,$$

et ainsi de suite; A, a, b, c, D sont des points de la développante.

3. *Equations* :

$$\begin{cases} x = r_0(\cos\psi + \psi\sin\psi) \\ y = r_0(\sin\psi - \psi\cos\psi) \end{cases}$$

Équation polaire : $\varphi = \sqrt{\frac{r^2}{r_0^2} - 1} - \operatorname{arc\,tg}\sqrt{\frac{r^2}{r_0^2} - 1}$.

4. Le *rayon de courbure* ρ en un point C, est donné en longueur et en direction par la tangente menée de ce point au cercle de base ; il est par conséquent égal à l'arc AE développé.

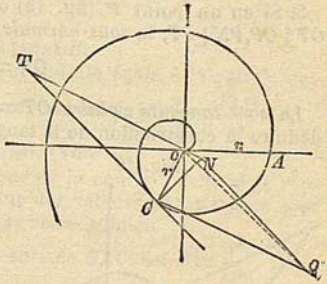
5. *Quadrature.* La surface comprise entre l'axe polaire (axe des x), un rayon vecteur et l'arc de la développante, est $\frac{1}{6} r_0^2 \psi^3$.

6. *Rectification.* L'arc AC correspondant à l'angle φ est $s = \frac{\rho^2}{2r_0}$.

f. Spirale d'Archimède.

1. Cette spirale est engendrée par un point se mouvant uniformément sur une droite ou rayon vecteur tournant d'un mouvement uniforme autour d'un point fixe O pris sur cette droite; c'est-à dire que toutes les fois que le rayon aura tourné de 360°, le point aura avancé sur ce rayon d'une quantité égale à r_0. Après $\frac{1}{4}$ de tour, le rayon vecteur sera $\frac{r_0}{4}$; après $\frac{1}{2}$ tour, $\frac{r_0}{2}$, etc. (fig. 18.)

Fig. 18



2. *Equation polaire.* $r = a\varphi = \frac{r_0\varphi}{2\pi}$, où r est le rayon vecteur, et φ l'angle que ce rayon vecteur fait avec la direction OA.

3. Si on mène la tangente CT en un point C, $OT \perp OC$ et $CN \perp CT$, la *sous-tangente polaire* $OT = \frac{r^2}{a}$, la *sous-normale polaire* ON est constante et égale à a. D'après cela, on peut déduire une *construction de la tangente* à la spirale.

4. Pour construire le *rayon de courbure*

$$\rho = \frac{(a^2 + r^2)^{\frac{3}{2}}}{2a^2 + r^2}$$

au point C, on élève, sur CN en N et sur OC en C, deux perpendicu-

laires; la droite joignant à O le point d'intersection Q de ces deux perpendiculaires, détermine sur CN un point qui est le centre de courbure de la spirale au point C.

g. Spirale hyperbolique.

Supposons que l'on ait un système de cercles concentriques, que par le centre de ces cercles passe une droite (axe polaire), et que l'on porte, à partir de cette droite et toujours dans la même direction, une longueur constante a mesurée sur la circonférence de ces différents cercles : le lieu géométrique de tous ces points est une spirale hyperbolique. Son équation est :

$$r\varphi = a.$$

Le pôle est un point asymtotique, c'est-à-dire que la spirale fait un nombre infiniment grand de spires avant d'atteindre ce point.

2. On a :

$$x = r\cos\varphi = \frac{a\cos\varphi}{\varphi}; \quad y = r\sin\varphi = \frac{a\sin\varphi}{\varphi};$$

ainsi y est toujours plus petit que a; pour $\varphi = 0$: $y = a$, $x = \infty$, $r = \infty$.

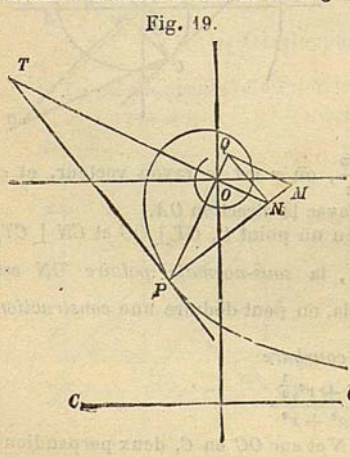
La droite $y = a$ est une asymptote de la courbe.

3. Si en un point P (fig. 19) on mène la tangente PT, et de plus $OT \perp OP, PN \perp PT$, la *sous-normale polaire*

$$ON = -\frac{r^2}{a}$$

La *sous-tangente polaire* $OT = -a =$ constante. De là, on peut déduire la construction de la tangente.

Fig. 19.



4. Le *rayon de courbure* au point P est $\rho = \frac{r}{\sin^3 OTP}$; pour le construire, on élève, sur PN en N, une perpendiculaire jusqu'à la rencontre Q du prolongement de PO; au point Q, on élève une perpendiculaire à PQ : le point d'intersection M de cette perpendiculaire avec la normale prolongée PN, donne le centre de courbure.

5. La *surface* commençant au rayon vecteur r, et balayée par lui, lorsque, décroissant de plus en plus, il devient égal à zéro et se confond avec le point O, cette surface, disons-nous, dans laquelle des portions de surface

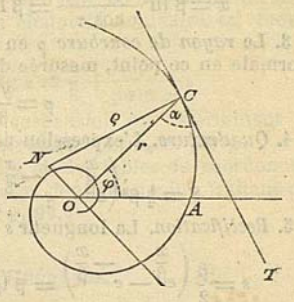
en recouvrent d'autres, est égale à $\frac{1}{2}\,ar$, ou bien égale à l'aire du triangle formé par ce rayon vecteur, la tangente et la sous-tangente polaires.

h. Spirale logarithmique.

1. La spirale logarithmique est une courbe dans laquelle le rayon vecteur et la tangente à l'extrémité de ce rayon forment un angle constant.

2. *Équation :* $r = ae^{m\varphi}$ (fig. 20). Pour $\varphi = 0$, $r = a = OA$. De là, on peut déduire une construction de la courbe, quand son pôle et deux de ses points sont connus.

Fig. 20.



3. *La tangente CT* en un point quelconque *C*, forme avec *OC* un angle constant α, de manière que $\operatorname{ctg}\alpha = m$ (comparer à 1).

4. Si l'on tire $ON \perp OC$, $CN \perp CT$, la *sous-normale polaire* $\overline{ON} = r\operatorname{ctg}\alpha = rm$. La *normale polaire*

$$CN = r\sqrt{1+m^2} = \frac{r}{\sin\alpha}$$

est égale au rayon de courbure ρ au point *C*.

5. La *développée* de la courbe est une spirale égale à la spirale primitive; elle fait avec la position de celle-ci un angle $\frac{\pi}{2} - \frac{\ln m}{m}$.

6. Le *rayon de courbure* $\rho = r\sqrt{1+m^2}$. (Voir 4.)

Le pôle *O* est un point *asymptotique* de la courbe : celle-ci se rapproche toujours plus de ce point pour des valeurs négatives de φ, et ne l'atteint jamais tant que ces valeurs restent finies.

7. *Quadrature.* L'expression de la surface *OAC* est $S = \frac{r^2}{4m}$. Cette surface *S* est égale à la moitié de la surface du triangle formé par le rayon vecteur, la tangente et la sous-tangente polaires.

8. *Rectification.* La longueur totale de l'arc du point *C* au pôle est égale à $\frac{r}{\cos\alpha}$, et aussi à la longueur de la *tangente polaire* de *C* jusqu'à son point d'intersection avec *NO*.

i. Chaînette.

1. *Équations :*

$$y = \frac{\beta}{2}\left(e^{\frac{x}{\beta}} + e^{-\frac{x}{\beta}}\right); \quad x = \beta \ln\left(\frac{y \pm \sqrt{y^2 - \beta^2}}{\beta}\right).$$

L'origine des coordonnées est située à une distance $AO = \beta$ du point le plus bas de la chaînette KK_1 (fig. 21).

2. L'angle τ que forme la tangente CK (en un point quelconque K) avec l'axe des x, est déterminé par :

$$\operatorname{tg}\tau = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{2}\left(e^{\frac{x}{\beta}} - e^{-\frac{x}{\beta}}\right) = \frac{1}{\beta}\sqrt{y^2 - \beta^2}\,;\quad \frac{1}{\cos\tau} = \frac{y}{\beta}$$

Si l'on prend τ comme variable indépendante, on obtient pour la chaînette, les deux équations suivantes :

$$x = \beta \ln \frac{1+\sin\tau}{\cos\tau} = \beta \ln \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\tau}{2}\right);\qquad y = \frac{\beta}{\cos\tau}\,;$$

3. Le *rayon de courbure* ρ en un point K est égal et opposé à la normale en ce point, mesurée de la courbe à l'axe des x.

$$\rho = \frac{y^2}{\beta} = \frac{\beta}{\cos^2\tau}.$$

4. *Quadrature.* L'expression de la surface $OAKT$ est :

$$S = \frac{1}{2}\beta^2\left(e^{\frac{x}{\beta}} - e^{-\frac{x}{\beta}}\right) = \beta^2 \operatorname{tg}\tau = \beta\sqrt{y^2 - \beta^2}.$$

5. *Rectification.* La longueur s de l'arc AK est :

$$s = \frac{\beta}{2}\left(e^{\frac{x}{\beta}} - e^{-\frac{x}{\beta}}\right) = \beta \operatorname{tg}\tau = \sqrt{y^2 - \beta^2} = KC = OD,$$

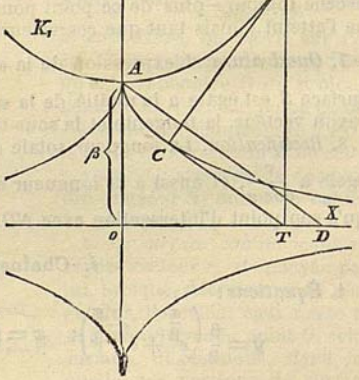
si $TC \perp KC$ et $AD \perp KC$. De plus, $TC = OA = \beta$ (voir *k* page 101).

6. Si les points de suspension de la chaînette sont situés à la même hauteur, et si l'on désigne par L la moitié de la longueur de la chaînette, par l la moitié de la droite joignant les points de suspension, et par α' la valeur de l'angle τ en ces points, on obtient α' et β au moyen des équations :

$$\frac{\operatorname{tg}\alpha'}{\ln \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha'}{2}\right)} = \frac{L}{l};\quad \beta = L \operatorname{cotg}\alpha'.$$

On peut résoudre la première de ces équations, en faisant usage des tables de coordonnées se trouvant dans la cinquième partie de cet ouvrage (dans le chapitre traitant des ponts suspendus), en ayant soin de lire dans les colonnes $\frac{L}{l}$ au lieu de $\frac{s}{y}$.

Fig. 21.



Supposons que les points de suspension de la chaînette soient à des hauteurs différentes, que les notations restent les mêmes et que $2b$ soit la distance verticale entre les deux points de suspension : on considère alors une chaînette auxiliaire de longueur $2\sqrt{L^2-b^2}$, dont les extrémités sont situées à la même hauteur, et dans laquelle la distance horizontale des deux points de suspension est égale à celle de la chaînette considérée, puis on calcule β ainsi que l'angle α' de cette chaînette auxiliaire. β ainsi que les constantes correspondantes sont les mêmes pour les deux chaînettes considérées, et les angles α_0 et α (aux points de suspension) se trouvent en fonction de l'angle α' (aux points de suspension) de la chaînette auxiliaire, au moyen des relations :

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{L}{\beta} - \frac{b}{\beta \sin\alpha'}, \quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{L}{\beta} + \frac{b}{\beta \sin\alpha'}.$$

Les coordonnées des points de suspension se déterminent au moyen de 2, en remplaçant τ successivement par α_0 et par α.

On trouve des formules approchées et des tables de coordonnées dans la cinquième partie de cet ouvrage, dans le chapitre traitant des ponts suspendus. (V. aussi parabole p. 92.)

k. Tractoire d'Huyghens.

(*Courbe d'antifriction*).

1. La propriété géométrique de cette courbe est que la longueur de la tangente CT de la courbe à l'axe des x est constante $= t$ (fig. 21, p. 100.)

2. *Equations.* On a :

$$\frac{dy}{dx} = \pm\frac{y}{\sqrt{t^2-y^2}}, \pm \text{ suivant que } x \text{ est positif ou négatif;}$$

$$\left(\frac{x}{t}\right)^2 = \left[\sqrt{1-\frac{y^2}{t^2}} - \ln\left(\pm\frac{t}{y} \pm \sqrt{\frac{t^2}{y^2}-1}\right)\right]^2,$$

$\pm$ suivant que y est positif ou négatif.

L'axe des x est asymptote des quatre branches de la courbe.

3. La longueur du *rayon de courbure* $CK = \rho = t\sqrt{\frac{t^2}{y^2}-1}$.

On a $TK \perp OX$.

La *développée* de la courbe est une chaînette. (Voir *i.*)

4. *Rectification.*

$$\text{arc } AC = t \ln\left(\frac{y}{t}\right).$$

D. COURBES A DOUBLE COURBURE

a. Théorèmes généraux.

1. Une courbe à double courbure est en général représentée par trois équations de la forme

$$x = \psi_1(t), \quad y = \psi_2(t), \quad z = \psi_3(t).$$

Par l'élimination de t, on obtient deux équations entre x, y, z:

$$F_1(x, y, z) = 0, \quad F_2(x, y, z) = 0,$$

qui ensemble, représentent également la courbe.

2. Les angles α, β, γ que forme la tangente au point (x, y, z) avec les axes des coordonnées X, Y, Z, s'obtiennent des formules :

$$\cos\alpha = \frac{dx}{ds}, \quad \cos\beta = \frac{dy}{ds}, \quad \cos\gamma = \frac{dz}{ds},$$

où la différentielle de l'arc

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2}.$$

Les *équations de la tangente* au point (x, y, z) sont par suite :

$$\frac{\xi - x}{\frac{dx}{dt}} = \frac{\eta - y}{\frac{dy}{dt}} = \frac{\zeta - z}{\frac{dz}{dt}}$$

3. L'équation du *plan normal* est :

$$(\xi - x)\,dx + (\eta - y)\,dy + (\zeta - z)\,dz = 0.$$

4. Un plan passant par le point (x,y,z) et par les deux points de la courbe infiniment voisins, porte le nom de *plan osculateur* au point (x,y,z). Si l'on pose

$$A = dy\,d^2z - dz\,d^2y, \quad B = dz\,d^2x - dx\,d^2z, \quad C = dx\,d^2y - dy\,d^2x,$$

$$D = \sqrt{A^2 + B^2 + C^2} = ds\sqrt{(d^2x)^2 + (d^2y)^2 + (d^2z)^2 - (d^2s)^2}$$

$$= ds^2\sqrt{\left(d\frac{dx}{ds}\right)^2 + \left(d\frac{dy}{ds}\right)^2 + \left(d\frac{dz}{ds}\right)^2},$$

l'équation du plan osculateur est :

$$(\xi - x)\,A + (\eta - y)\,B + (\zeta - z)\,C = 0.$$

Les angles que forme la normale au plan osculateur avec les axes des x,y,z se déduisent des formules :

$$\cos\lambda = \frac{A}{D}, \quad \cos\mu = \frac{B}{D}, \quad \cos\nu = \frac{C}{D}.$$

5. Si l'on désigne par $d\tau$ l'angle de deux tangentes infiniment voisines, on a :

$$d\tau = \frac{D}{ds^2},$$

et le rayon de courbure dans le plan osculateur ou *rayon de première courbure* de la courbe est :

$$\rho_1 = \frac{ds}{d\tau} = \frac{ds^3}{D}.$$

Les coordonnées du centre de courbure correspondant sont :

$$X = x + \rho_1^2 \frac{d\frac{dx}{ds}}{ds}, \quad Y = y + \rho_1^2 \frac{d\frac{dy}{ds}}{ds}, \quad Z = z + \rho_1^2 \frac{d\frac{dz}{ds}}{ds}.$$

6. Deux plans osculateurs infiniment voisins forment un angle

$$d\theta = \sqrt{(d\cos\lambda)^2 + (d\cos\mu)^2 + d\cos\nu)^2} = \frac{Ad^2x + Bd^2y + Cd^2z}{D^2}\, ds,$$

et le quotient $\rho^2 = \frac{ds}{d\theta}$ porte le nom de *rayon de seconde courbure* ou de *torsion* de la courbe.

La courbe est plane si $d\theta$ ou le déterminant

$$Ad^2x + Bd^2y + Cd^2z = \begin{vmatrix} dx & dy & dz \\ d^2x & d^2y & d^2z \\ d^3x & d^3y & d^3z \end{vmatrix}$$

est égal à zéro pour tous les points de la courbe.

b. Hélice.

1. L'hélice est engendrée par un point se mouvant uniformément sur une circonférence de cercle, pendant que celle-ci se déplace uniformément aussi suivant une direction perpendiculaire à son plan, en décrivant ainsi le manteau d'un cylindre.

Soit r le rayon du cylindre, $aa' = h$ le pas de l'hélice, $\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\pi r} = a$ la tangente de l'angle d'enroulement. Prenons l'axe du cylindre pour axe des z, une droite horizontale passant par a pour axe des x, et soit φ l'angle que fait la projection du rayon vecteur sur le plan XY avec l'axe des x; les *équations* de l'hélice sont alors :

$$x = r\cos\varphi, \quad y = r\sin\varphi, \quad z = ar\varphi$$

$$x = r\cos\frac{z}{ar}, \quad y = r\sin\frac{z}{ar}.$$

2. Les équations de la *tangente* sont :

$$-\frac{\xi - x}{\sin\varphi} = \frac{\eta - y}{\cos\varphi} = \frac{\zeta - z}{a}.$$

La tangente forme avec l'axe des z ou avec les génératrices du cylindre, un angle constant $\gamma = 90° - \alpha$.

Si l'on développe le manteau du cylindre et l'hélice de manière à les ramener dans un plan, celle-ci devient une droite.

3. Le *rayon de première courbure* (*a.* 5.) est :

$$\rho_1 = r(1 + a^2) = \frac{r}{\cos^2\alpha}.$$

Le *rayon de seconde courbure* est :

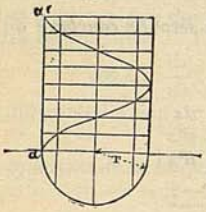
$$\rho_2 = r\,\frac{1+a^2}{a} = \frac{r}{\sin\alpha\cos\alpha}.$$

Ainsi ρ_1 et ρ_2 sont constants, et de plus, ρ_1 reste toujours perpendiculaire à l'axe des z.

La longueur de l'arc est égale à

$$\frac{r}{\cos\alpha}\varphi = r\sqrt{1+a^2}\,\varphi.$$

Fig. 22.



4. *Construction de la projection de l'hélice sur le plan X Z* (Fig. 22). On divise le pas aa' en n parties égales, et on divise en un même nombre de parties égales, (à partir de a) le cercle projection du cylindre. Par les premiers points de division, on mène des horizontales, et par les derniers points, des verticales; le point d'intersection d'une horizontale avec la verticale correspondante, donne un point de la projection cherchée de l'hélice.

E. SURFACES COURBES

a. Théorèmes généraux.

1. L'équation d'une surface courbe est en général de la forme

$$F(x, y, z) = 0.$$

En résolvant par rapport à z, l'équation devient : $z = f(x, y)$.

Nous désignerons

$\frac{\partial z}{\partial x}$ et $\frac{\partial z}{\partial y}$ resp. par p et q ; $\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}$, $\frac{\partial^2 z}{\partial x\,\partial y}$, $\frac{\partial^2 z}{\partial y^2}$ resp. par r, s, t.

2. L'équation du *plan tangent* au point (x, y, z) de la surface, est :

$$(\xi - x)\frac{\partial F}{\partial x} + (\eta - y)\frac{\partial F}{\partial y} + (\zeta - z)\frac{\partial F}{\partial z} = 0.$$

3. Les équations de la *normale* sont :

$$\frac{\xi - x}{\frac{\partial F}{\partial x}} = \frac{\eta - y}{\frac{\partial F}{\partial y}} = \frac{\zeta - z}{\frac{\partial F}{\partial z}}.$$

Les angles α, β, γ que la normale fait avec les axes des x, y, z, s'obtiennent des relations :

$$\cos\alpha = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial x},\quad \cos\beta = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial y},\quad \cos\gamma = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial z},$$

$$\text{où } W = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial z}\right)^2}.$$

4. Tout plan passant par la normale coupe la surface suivant une

ligne appelée *section normale*. Si la tangente à l'une de ces sections forme avec les axes des coordonnées les angles λ, μ, ν, le rayon de courbure de cette section normale est :

$$\rho = \frac{\sqrt{1+p^2+q^2}}{r\cos^2\lambda + 2s\cos\lambda\cos\mu + t\cos^2\mu}.$$

5. Un plan passant par la tangente à une section normale, et faisant un angle θ avec le plan de cette section, coupe la surface en une *section oblique*, dont le rayon de courbure au point considéré est :

$$\rho' = \rho\cos\theta.$$

6. Les sections normales perpendiculaires l'une à l'autre, pour lesquelles ρ est resp. un maximum ρ_1 et un minimum ρ_2, portent le nom de *sections normales principales*. Les valeurs de ρ_1 et de ρ_2 s'obtiennent des équations :

$$\frac{1}{\rho_1\rho_2} = \frac{rt - s^2}{(1+p^2+q^2)^2}$$

$$\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{(1+q^2)r - 2pqs + (1+p^2)t}{(1+p^2+q^2)^{\frac{3}{2}}}$$

7. Pour une section normale quelconque faisant avec le plan correspondant à ρ_1 un angle φ, on a :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\cos^2\varphi}{\rho_1} + \frac{\sin^2\varphi}{\rho_2}.$$

8. La courbure d'une surface en un point est mesurée par le quotient $\frac{1}{\rho_1\rho_2}$.

b. Surfaces du deuxième degré.

1. La forme générale de l'équation des surfaces du deuxième degré est :

$$a_{11}x^2 + a_{22}y^2 + a_{33}z^2 + 2a_{12}xy + 2a_{23}yz + 2a_{31}zx + 2a_1x + 2a_2y + 2a_3z + a = 0.$$

2. Posons pour abréger :

$$\begin{vmatrix} a & a_1 & a_2 & a_3 \\ a_1 & a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_2 & a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_3 & a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = \Gamma, \quad \begin{vmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = \Delta, \quad \begin{vmatrix} a_{22} & a_{32} \\ a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = \delta_1, \quad \begin{vmatrix} a_{11} & a_{31} \\ a_{13} & a_{33} \end{vmatrix} = \delta_2,$$

où $a_{ik} = a_{ki}$.

Si $a_{11} > 0$, on peut reconnaître, au moyen des caractères suivants, les surfaces principales que représente l'équation générale :

$\Delta > 0, \delta_1 > 0$ $\Gamma < 0$ ellipsoïde

ou $\Delta < 0$ ou $\Delta > 0, \delta_1 < 0$ { $\Gamma < 0$ hyperboloïde elliptique ; $\Gamma = 0$ cône ; $\Gamma > 0$ hyperboloïde hyperbolique

$\Delta = 0$ { $\delta_1 < 0$ ou $\delta_2 < 0$ paraboloïde hyperbolique ; $\delta_1 > 0$ ou $\delta_2 > 0$ paraboloïde elliptique.

3. Pour $\Delta \lesseqgtr 0$, le centre des surfaces est donné par l'intersection des plans :

$$a_{11}x + a_{12}y + a_{13}z + a_1 = 0$$
$$a_{21}x + a_{22}y + a_{23}z + a_2 = 0$$
$$a_{31}x + a_{32}y + a_{33}z + a_3 = 0.$$

4. Les équations des surfaces ayant un centre, rapportées à ce centre comme origine d'un système rectangulaire de coordonnées dont les axes se confondent avec les axes principaux de la surface, sont :

pour l'ellipsoïde $\dfrac{x^2}{a^2} + \dfrac{y^2}{b^2} + \dfrac{z^2}{c^2} = 1$

pour l'hyperboloïde elliptique $\dfrac{x^2}{a^2} + \dfrac{y^2}{b^2} - \dfrac{z^2}{c^2} = 1$

pour l'hyperboloïde hyperbolique $\dfrac{x^2}{a^2} - \dfrac{y^2}{b^2} - \dfrac{z^2}{c^2} = 1.$

Dans ces équations, a, b, c sont les longueurs des demi-axes des sections principales de la surface ; dans le premier cas, elles sont toutes réelles ; dans le second cas, c, et dans le troisième cas b et c sont les demi-axes imaginaires des hyperboles des sections principales.

5. L'équation du paraboloïde, dans sa forme la plus simple, est:

$$\frac{x^2}{2p} \pm \frac{y^2}{2q} = z.$$

Le signe supérieur a rapport au paraboloïde elliptique; p et q sont les paramètres des paraboles des sections principales.

Pour le paraboloïde hyperbolique, p est le paramètre des sections paraboliques principales, $q = p \operatorname{tg}^2 \varphi$ (φ étant la moitié de l'angle des plans asymptotiques).

6. L'équation de la sphère rapportée à son centre est :

$$x^2 + y^2 + z^2 = r^2.$$

Soient ξ, η et ζ les coordonnées du centre de la sphère, alors son équation est:

$$(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z - \zeta)^2 = r^2$$
$$x^2 + y^2 + z^2 - 2\xi x - 2\eta y - 2\zeta z + \xi^2 + \eta^2 + \zeta^2 - r^2 = 0.$$

Toute équation de la forme

$$x^2 + y^2 + z^2 + ax + by + cz + d = 0$$

représente une sphère, et l'on a :

$$\xi = -\frac{a}{2}, \eta = -\frac{b}{2}, \zeta = -\frac{c}{2} \quad \text{et}$$

$$r = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{c}{2}\right)^2 - d}.$$

7. L'équation d'un cylindre dont les génératrices sont perpendiculaires à l'un des plans de projection, est déterminée par l'équation de la courbe intersection de ce cylindre avec ce plan.

Si l'intersection d'un cylindre avec le plan des xy est une ellipse dont les axes sont a et b, et si les génératrices de ce cylindre forment avec les axes X, Y, Z les angles α, β, γ, l'équation de ce cylindre est :

$$\frac{\left(x - z\frac{\cos\alpha}{\cos\gamma}\right)^2}{a^2} + \frac{\left(y - z\frac{\cos\beta}{\cos\gamma}\right)^2}{b^2} = 1$$

8. Toute équation de la forme

$$ax^2 + by^2 + cz^2 + dxy + exz + fyz = 0$$

représente un cône.

Si la courbe de base du cône est un cercle de rayon a, dont le plan est perpendiculaire à l'axe des z à une distance h de l'origine, l'équation du cône est :

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{a^2} - \frac{z^2}{h^2} = 0.$$

Si au lieu d'un cercle pour courbe de base on a une ellipse dont les demi-axes sont a et b, l'équation du cône est :

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{h^2} = 0.$$

c. Surfaces de révolution.

1. Soient $y = f(x)$ l'équation du méridien d'une surface de révolution tournant autour de l'axe des x, S l'expression de la superficie de la partie de la surface comprise entre deux plans perpendiculaires à l'axe des x se trouvant à des distances x_0 et x de l'origine des coordonnées, et V le volume du corps de révolution compris entre ces deux plans et la surface de révolution, on a :

$$S = 2\pi \int_{x_0}^{x} y\,ds, \qquad V = \pi \int_{x_0}^{x} y^2\,dx,$$

où $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$ représente la différentielle de l'arc du méridien.

2. Toutes les normales à la surface de révolution coupent l'axe de rotation.

3. Le méridien passant par tout point de la surface de révolution est une des sections principales de la surface, et le rayon de courbure du méridien au point considéré est un rayon de courbure principal en ce point ; l'autre rayon de courbure principal est égal à la portion de la normale comprise entre la surface et l'axe de rotation.

VII. GÉOMÉTRIE CINÉMATIQUE PLANE *)

1. Si une figure plane, formée de points reliés les uns aux autres d'une manière invariable, se meut d'une façon quelconque dans un plan fixe se confondant avec celui de cette figure, tous les éléments de celle-ci tournent en chaque instant autour d'un point $\mathfrak{P}$ (du plan) qui est le point d'intersection des normales en deux points quelconques aux éléments de courbes, décrits à l'instant considéré par les points ou lignes formant la figure.

Ce point $\mathfrak{P}$ se nomme le *pôle* du système ou le *centre instantané de rotation.*

2. Non seulement le point $\mathfrak{P}$ change de position dans le plan fixe, mais encore sa position dans le plan mobile change continuellement. La courbe décrite par le pôle $\mathfrak{P}$ dans le plan immobile porte le nom de *base*, et celle décrite par ce même point $\mathfrak{P}$ dans le plan mobile, celui de *roulante*. Pendant le mouvement, la roulante roule sans glisser sur la base, de sorte que ces deux courbes ont à chaque instant une tangente commune et un élément d'arc commun.

3. Durant le mouvement, chaque point du système mobile décrit une courbe sur le plan de la base, et chaque droite ou ligne courbe se trouvant dans ce système mobile enveloppe également une courbe lorsqu'on la considère dans ses positions successives. Toutes les courbes formées de cette manière portent respectivement les noms de *roulettes* et *d'enveloppes*. Les droites joignant les points décrivant les roulettes au pôle instantané, portent le nom de *rayons de vitesse* ; d'après 1, on conclut immédiatement que la tangente à une roulette est continuellement perpendiculaire au rayon de vitesse.

4. Toutes les roulettes ayant même base et même roulante constituent un *système de roulettes*. Un tel système est déterminé par deux roulettes dans lesquelles les normales, les rayons de courbure, etc., sont des éléments connus.

Soient p et p_1 (Fig. 23) les deux points parcourant en même temps les deux roulettes données, m et m_1 leurs centres de courbure respectifs : l'intersection de pm et de p_1m_1 (voir 1) n'est autre que le pôle $\mathfrak{P}$.

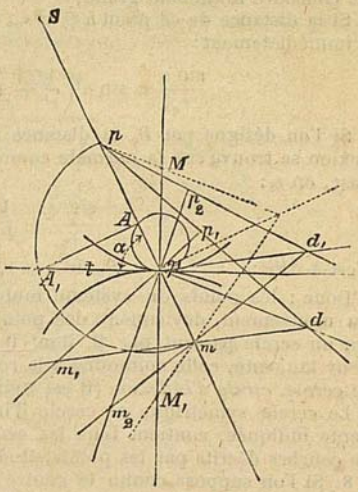
Pour obtenir les tangentes communes à la base et à la roulante, on se sert du *théorème* de *Bobillier* ; c'est-à-dire : on cherche l'intersection d des droites pp_1 et m_1m, on joint d avec $\mathfrak{P}$; $\mathfrak{P}d$ fait avec les rayons de vitesse $p\mathfrak{P}$ et $p_1\mathfrak{P}$ des angles égaux à ceux que forme la tangente cherchée $\mathfrak{P}t$ avec $p_1\mathfrak{P}$ et $p\mathfrak{P}$. Ainsi, si l'on fait tourner l'angle $d\mathfrak{P}p$ autour de $\mathfrak{P}$ jusqu'à ce que le côté $\mathfrak{P}d$ tombe sur $\mathfrak{P}p_1$, l'autre côté $\mathfrak{P}p$ tombera sur $\mathfrak{P}t$.

Si l'on veut maintenant la normale et le rayon de courbure d'une roulette décrite par un point quelconque p_2 du système, la première

*) D'après Aronhold.

de ces droites est $p_2\mathfrak{P}$, et on obtient la seconde par le renversement de la construction Bobillier; c'est-à-dire, maintenant que la tangente $\mathfrak{P}t$ est connue, si l'on fait tourner l'angle $t\mathfrak{P}p_2$ autour de $\mathfrak{P}$ jusqu'à ce que l'un des côtés $\mathfrak{P}t$ tombe sur un des rayons de vitesse connus, par exemple $\mathfrak{P}p$, l'autre côté $\mathfrak{P}p_2$ prend une direction $\mathfrak{P}d_1$; l'intersection de pp_2 avec cette direction, donne le point d_1 qui, joint à m, détermine une droite coupant la normale p_2P au centre de courbure m_2 de la roulette p_2. Les mêmes constructions s'appliquent aux roulettes enveloppes des positions successives d'une courbe du système mobile, lorsqu'on a soin de substituer au point générateur p le centre de courbure de la courbe en mouvement.

Fig. 23.



5. Pour calculer les *rayons de courbure* des roulettes, on se sert du *théorème* de *Savary*. Soit le rayon de vitesse

$$p\mathfrak{P} = r,$$

et de plus

$$\mathfrak{P}m = r_1,$$

alors le rayon de courbure

$$\rho = r + r_1$$

seulement dans le cas où m et p sont situés de côtés différents de $\mathfrak{P}$; dans le cas contraire, r et r_1 doivent être pris avec des signes convenables.

Soit α l'angle que forme r avec $\mathfrak{P}t$, le théorème de Savary nous donne :

$$\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_1}\right) \sin\alpha = \text{const.} = \left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r'_1}\right) \sin\alpha',$$

où r', r'_1 et α' ont pour une autre roulette une signification analogue à celle de r, r_1 et α.

6. Soient M et M_1 les centres respectifs de la roulante et de la base, la roulette décrite par le point M a son centre de courbure toujours en M_1. De là, si l'on désigne par P le rayon de courbure de la roulante, et par P_1 celui de la base, on a aussi :

$$\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_1}\right) \sin\alpha = \frac{1}{P} + \frac{1}{P_1}.$$

7. Parmi l'infinité de roulettes décrites par les points d'une droite passant par $\mathfrak{P}$, il n'en est qu'une seule qui dans le moment considéré du mouvement ait un point d'inflexion, c'est-à-dire ait un rayon de courbure infiniment grand.

Si la distance de ce point à $\mathfrak{P} = r_0$, d'après l'équation de Savary on a immédiatement :

$$\frac{\sin\alpha}{r_0} = \sin\alpha'\left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r'_1}\right) = \frac{1}{P} + \frac{1}{P_1}.$$

Si l'on désigne par P_0 la distance analogue lorsque le point d'inflexion se trouve sur la normale commune (MM_1) à la roulante et à la base, on a :

$$\frac{\sin\alpha}{r_0} = \frac{1}{P_0},$$

c'est-à-dire : $$P_0 \sin\alpha = r_0.$$

Donc : les points du système mobile qui, au moment considéré du mouvement, deviennent des points d'inflexion, sont tous situés sur un cercle passant par $\mathfrak{P}$, dont le rayon est égal à P_0, et qui a pour tangente, celle commune à la roulante et à la base. On appelle ce cercle, *cercle d'inflexion* (il est indiqué dans la fig. 23).

Le cercle symétrique au cercle d'inflexion par rapport à la tangente indiquée, contient tous les centres de courbure des éléments de courbes décrits par les points situés à l'infini.

8. Si l'on suppose connu le centre de courbure m d'une roulette décrite par un point quelconque p, on peut, d'une manière plus simple et meilleure que celle fournie par la résolution des équations données dans 7, obtenir le point d'inflexion se trouvant sur $\mathfrak{P}p$, en cherchant le point quatrième harmonique des points m, p et S, qui est le symétrique de $\mathfrak{P}$ par rapport à p (c'est-à-dire $pS = p\mathfrak{P}$) ; on l'obtient simplement en portant comme corde sur le cercle décrit sur pm comme diamètre, le rayon de vitesse $p\mathfrak{P}$ ($pA_1 = p\mathfrak{P}$), on trouve ainsi le point A_1, et le pied de la perpendiculaire abaissée de A_1 sur pm donne le point cherché A.

Par conséquent, lorsqu'on connaît trois quelconques des quatre points : celui décrivant la roulette, le pôle, le point d'inflexion et le centre de courbure, on peut trouver le quatrième.

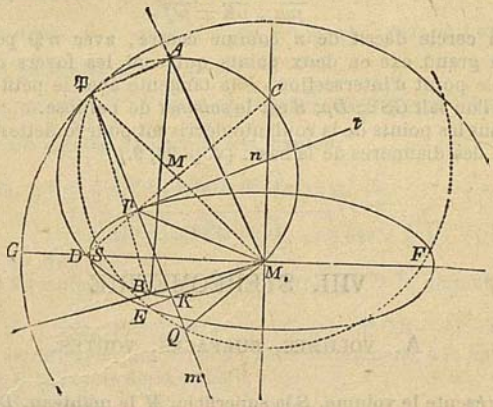
9. Si l'on donne deux éléments de roulettes décrits en même temps, ainsi que les rayons de courbure correspondants, on trouve immédiatement le pôle d'après 1 et 4, et il est facile, d'après ce que nous venons de dire, d'obtenir les deux points d'inflexion se trouvant sur ces rayons ; le cercle d'inflexion est ainsi déterminé, et la tangente à ce cercle au point $\mathfrak{P}$ est en même temps (d'après 7) tangente commune de la roulante et de la base.

Par la construction du cercle d'inflexion, on peut se dispenser de faire usage du théorème de Bobillier.

10. On peut ramener tout mouvement à celui produit par deux courbes roulant l'une sur l'autre sans glissement.

Application : *Ellipsographe* (fig. 24). Si les extrémités d'une droite AB se meuvent sur les côtés d'un angle fixe AM_1B, un point p, relié d'une manière invariable à cette droite, décrit une courbe pouvant être déterminée par les considérations suivantes :

Fig. 24.



1° Le point d'intersection des perpendiculaires élevées sur les côtés de l'angle fixe aux points A et B, donne le pôle *instantané* $\mathfrak{P}$.

2° Le cercle passant par $AM_1B\mathfrak{P}$ est la *roulante*.

3° La roulante est en même temps le *cercle d'inflexion* (comp. plus haut avec 7 et 8).

4° La *base* est un cercle ayant M_1 pour centre et $M_1\mathfrak{P}$ pour rayon, c'est-à-dire un cercle ayant pour rayon le diamètre de la roulante.

La courbe décrite en définitive par p est la même que celle que l'on obtient en résolvant le problème suivant :

déterminer la courbe que décrit un point situé dans le plan d'un cercle, lorsque ce cercle roule sans glisser dans l'intérieur d'un autre cercle de rayon double.

5° La courbe demandée est une ellipse;

6° L'élément de l'ellipse au point p a pour *normale* pP, et pour *tangente* pt perpendiculaire à cette normale.

7° Une droite passant par p et M coupe la roulante en C et D ; CM_1 et DM_1 donnent les directions des axes principaux de l'ellipse.

8° Les demi-longueurs de ces axes sont :

$$a = p\,C$$
$$b = p\,D\,;$$

on a aussi : $a + b = \mathfrak{P}\, M_1$, et $a - b = M_1 Q$,
où $M_1 Q$ est parallèle à pM.

9° Si de M_1 on tire une droite par K, point d'intersection de la normale avec la roulante, et si l'on prend $M_1 E = \mathfrak{P}\, p = p Q$, $M_1 E$ et $M_1 p$ sont des *demi-diamètres conjugués* en grandeur et en direction.

10° *Le centre de courbure* m est le quatrième harmonique de p, K et Q, c'est-à-dire que

$$\overline{pm} \cdot \overline{pK} = \overline{pQ}^2.$$

11° Un cercle décrit de n comme centre, avec $n\mathfrak{P}$ pour rayon, coupe le grand axe en deux points qui sont les foyers de l'ellipse, n étant le point d'intersection de la tangente avec le petit axe.

12° Si l'on fait $GS = Dp$, S est le *sommet* de l'ellipse.

13° Tous les points de la roulante décrivent pour roulettes des droites qui sont des diamètres de la base. (v. p. 96, 9.)

VIII. STÉRÉOMÉTRIE

A. VOLUMES, SURFACES, VOUTES.

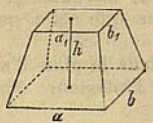
V représente le volume, S la superficie, M le manteau, D la surface de la douelle intérieure ou de l'intrados et E l'espace voûté.

1. **Prisme.** $V =$ base $\times$ hauteur.

Prisme triangulaire coupé par un plan oblique :

$V = F.\dfrac{a+b+c}{3}$, où F représente la section normale aux arêtes, et a, b, c les longueurs des trois arêtes.

Fig. 25.



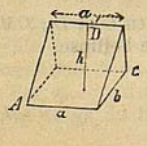
2. **Pyramide.** $V = \frac{1}{3}$ base $\times$ hauteur.

Pyramide tronquée :

$$V = \frac{h}{3}\left(F + \sqrt{F.f} + f\right),$$

où h est la distance qui sépare les bases parallèles, et F et f les superficies de ces bases.

Fig. 26.



3. **Obélisque** (fig. 25).

$$V = \frac{h}{6}[(2a + a_1)\, b + (2a_1 + a)\, b_1].$$

4. **Coin** (fig. 26). $V = (2a + a_1)\,\dfrac{bh}{6}$.

5. **Cylindre.** $V = \pi r^2 h$; $M = 2\pi r h$;
$S = 2\pi r\,(r + h)$.

Cylindre coupé par un plan oblique, h_1 étant la plus courte et h_2 la plus longue génératrice :

$$V = \pi r^2 \frac{h_1 + h_2}{2}; \; M = \pi r (h_1 + h_2).$$

Cylindre creux, R étant le rayon du cercle extérieur et r celui de l'intérieur : $V = \pi h (R^2 - r^2)$; si $R - r = e$,
alors $V = \pi he (2R - e) = \pi he (2r + e)$.

Onglet cylindrique : $V = \frac{2}{3} r^2 h$; $M = 2rh$.

6. **Cône droit.** $V = \frac{\pi r^2 h}{3}$; $M = \pi r \sqrt{r^2 + h^2} = \pi rl$, où l est la longueur de la génératrice.

Cône tronqué : $V = \frac{\pi h}{3} (R^2 + Rr + r^2)$; $M = \pi l (R + r)$, où R et r sont les rayons des cercles de base et h la hauteur.

7. **Sphère.** $V = \frac{4}{3} \pi R^3 = 4{,}1888 \, R^3$; $V = \frac{1}{6} \pi D^3 = 0{,}5236 \, D^3$; $S = 4\pi R^2$.

$$r = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}} = 0{,}62035 \sqrt[3]{V}.$$

Dans ces formules, R représente le rayon et D le diamètre de la sphère.

Segment de sphère : $V = \frac{1}{6} \pi h (3r^2 + h^2) = \frac{1}{3} \pi h^2 (3R - h)$; dans cette formule, r est le rayon du cercle de base du segment, h la hauteur du segment et R le rayon de la sphère.

Calotte : $S = 2\pi Rh$.

Secteur sphérique : $V = \frac{2}{3} \pi R^2 h$, h étant la hauteur de la calotte correspondante.

Zone sphérique : $V = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2)$; $M = 2\pi Rh$, a et b étant les rayons des cercles qui la limitent.

8. **Ellipsoïde de révolution** engendré par la rotation autour de l'axe a :

$$V = \frac{4}{3} \pi a b^2,$$

autour de l'axe b :

$$V = \frac{4}{3} \pi a^2 b.$$

Ellipsoïde à trois axes : $V = \frac{4}{3} \pi abc$.

9. **Paraboloïde de révolution** : $V = \frac{1}{2} \pi r^2 h$.

Paraboloïde tronqué : $V = \frac{1}{2} \pi (r^2 + r_1^2) h$.

10. **Voûtes en plein cintre.** Soient s l'ouverture ou portée (distance entre les naissances) et l la longueur de la voûte, on a :
flèche ou montée $f = \frac{1}{2} s$; $D = \frac{1}{2} \pi sl$; $E = \frac{1}{8} \pi s^2 l$.

*) Segment latéral : $D = \frac{1}{2} sl$; $E = \frac{1}{12} s^2 l$.
Segment frontal : $D = \frac{1}{4} (\pi - 2) sl = 0{,}285 \, sl$;
$E = \frac{1}{48} (3\pi - 4) s^2 l = 0{,}113 \, s^2 l$.

11. Voûtes surbaissées, c'est-à-dire voûtes circulaires dans lesquelles $f < \frac{1}{2} s$.

$s =$ distance entre naissances de la voûte,
$f =$ flèche ou montée,
$r =$ rayon,
$l =$ longueur.

$$D = 2lr \text{ arc sin } \frac{s}{2r}; \; E = \frac{lr}{2}\left(2r \text{ arc sin } \frac{s}{2r} - s\frac{r-f}{r}\right)$$

*) Segment latéral : $D = \frac{2lfr}{s}$; $E = \frac{lf^2}{3s}(3r - f)$.

Segment frontal : $D = rl\left(\text{arc sin } \frac{s}{2r} - \frac{2f}{s}\right)$;

$$E = l\left[\frac{r^2}{2} \text{ arc sin } \frac{s}{2r} - \frac{rs}{6} - \frac{2f(r-f)^2}{3s}\right].$$

12. Voûtes cloisonnées ou en arc de cloître à n côtés réguliers. Soient d le diamètre du cercle inscrit dans le polygone régulier formé par ces n côtés, et a la longueur de l'un de ces côtés :

$$D = \tfrac{1}{2} nda = \tfrac{1}{2} nd^2 tg \frac{180^\circ}{n};$$

$$E = \tfrac{1}{12} nd^2 a = \tfrac{1}{12} nd^3 tg \frac{180^\circ}{n}.$$

13. Voûtes croisées (ou d'arête) régulières à n côtés.

$$D = \tfrac{1}{4} n(\pi - 2) a^2 ctg \frac{180^\circ}{n}$$

$$E = \tfrac{1}{48} n(3\pi - 4) a^3 ctg \frac{180^\circ}{n}.$$

14. Tines ayant pour bases deux ellipses non semblables :

$$V = \frac{\pi h}{6}[2(ab + a_1 b_1) + ab_1 + a_1 b].$$

15. Contenance des tonneaux : Si D est le diamètre du bouge ou diamètre à la bonde, d le diamètre du jable ou des fonds, et h la longueur du tonneau, on a :

$$V = \frac{\pi h}{12}(2D^2 + d^2) = 0{,}262h(2D^2 + d^2). \qquad \text{(Formule d'Ougtred).}$$

---

*) Si on mène les plans diagonaux de la voûte, c'est-à-dire les plans perpendiculaires au plan des naissances et passant par les naissances des arcs limitant l'intrados, on détermine 4 segments de voûte égaux 2 à 2. Nous nommons segments latéraux, ceux s'appuyant sur les naissances de la douelle intérieure et segments frontaux, ceux s'appuyant sur les arcs extérieurs de l'intrados de la voûte.

B. THÉORÈMES DE GULDIN

1. L'aire d'une *surface de révolution* engendrée par la rotation d'une ligne plane autour d'un axe situé dans son plan, est égale au produit de la longueur de la ligne par le chemin parcouru par son centre de gravité, en supposant que la ligne génératrice se trouve entièrement du même côté de l'axe.

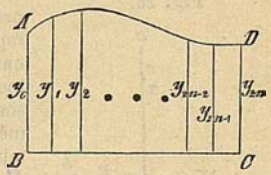
2. Le volume d'un *corps de révolution* engendré par la rotation d'une figure plane autour d'un axe situé dans son plan, est égal au produit de l'aire de la figure par le chemin parcouru par le centre de gravité de cette figure.

Ces théorèmes sont surtout applicables lorsque le plan qui se meut reste continuellement perpendiculaire à la direction du mouvement, et lorsque la figure est située tout entière du même côté de l'axe.

C. RÈGLE DE SIMPSON

Surface d'une figure quelconque (fig. 27). On peut toujours supposer que la figure est limitée de trois côtés par des lignes droites, dont deux *AB* et *DC* sont perpendiculaires à la troisième *BC* ; car toute figure peut être ainsi décomposée. On divise *BC* en un certain nombre pair ($2n$) de parties égales (Δx), et en chaque point de division on mène l'ordonnée correspondante ; alors la surface cherchée se trouve approximativement au moyen de la formule de Simpson :

Fig. 27.



$$S = ABCD = \frac{\Delta x}{3}(y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \ldots + 2y_{2n-2} + 4y_{2n-1} + y_{2n}).$$

La même formule peut être employée pour la recherche approximative du *volume* d'un solide limité par deux plans parallèles. A cet effet, on décompose en un nombre pair de parties égales, l'espace compris entre ces deux plans, et par chaque point de division, on mène un plan parallèle aux plans susmentionnés ; alors dans la formule ci-dessus, on remplace les ordonnées y par les différentes superficies des sections du corps faites par ces plans.

La formule de Simpson donne une valeur exacte, si l'expression générale de la surface d'une section parallèle est une fonction entière du troisième degré au maximum par rapport à sa distance d'un point fixe quelconque ; dans ce cas, il suffit de mesurer ou de calculer *une* seule section parallèle intermédiaire.

Si l'on a cinq ordonnées équidistantes : y_0, y_1, y_2, y_3, y_4 calculées

ou mesurées, on peut employer la formule suivante, qui est parfaitement exacte si y est une fonction entière du quatrième degré au maximum par rapport à x :

$$S = \frac{2}{45}\Delta x\,[7(y_0 + y_4) + 32(y_1 + y_3) + 12y_2].$$

Enfin, on peut employer la règle de Simpson pour calculer une intégrale définie dont les limites sont données telle que :

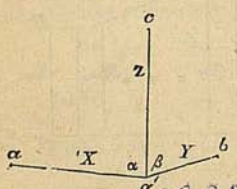
$$\int_{x_0}^{x_4} f(x)\,dx$$; pour cela, on fait dans la formule p. 115 :

$$\Delta x = \frac{x_4 - x_0}{2n} \text{ et } y_m = f\left[x_0 + \frac{m}{2n}(x_4 - x_0)\right].$$

IX. PROJECTION AXONOMÉTRIQUE

Si l'on veut, par un seul dessin, représenter un corps suivant ses trois dimensions, on fait usage de la projection dite *axonométrique*, dans laquelle on se sert de trois axes (de préférence rectangulaires), auxquels on rapporte le corps, et au moyen desquels on détermine les projections de ce corps; toutes les arêtes qui sont ∥ à un axe, sont dans le dessin de la projection ∥ au même axe, et portées suivant une certaine échelle dont l'unité est la projection de l'unité de longueur sur l'axe parallèle à ces arêtes.

Fig. 28.



De cette façon, la position d'un point est exprimée en fonction des projections des coordonnées de ce point.

La table suivante est établie pour le cas où les rayons projetants sont perpendiculaires au plan de projection, c'est-à-dire pour le cas de la projection orthogonale ou orthographique : elle donne les rapports les plus usités des échelles suivant les différents axes, et aussi les angles correspondants que forment entre eux ces axes.

Les genres de projection ci-dessous 1, 2, 3 portent respectivement les noms de projection isométrique, dimétrique, trimétrique. Dans ces deux derniers genres de projection, l'œil est habituellement plus satisfait que dans le premier. L'axe des z est vertical : $gc = 1$ (fig. 28).

		ga	gb	α		β	approximativement $\operatorname{tg}(90° - \alpha)$		$\operatorname{tg}(90° - \beta)$
1.		1	1	60°	=	60°			
2.	*a.*	1	$\frac{1}{2}$	82° 49′		48° 35′	$\frac{1}{8}$		$\frac{7}{8}$
	b.	1	$\frac{1}{3}$	86° 49′		46° 36′	$\frac{1}{18}$		$\frac{17}{18}$
	c.	1	$\frac{1}{4}$	88° 13′		45° 54′	$\frac{1}{32}$		$\frac{31}{32}$
	d.	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	65° 23′	=	65° 23′	$\frac{5}{11}$	=	$\frac{5}{11}$
	e.	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	76° 22′	=	76° 22′	$\frac{1}{4}$	=	$\frac{1}{4}$
3.	*a.*	$\frac{9}{10}$	$\frac{1}{2}$	84° 49′		72° 11′	$\frac{1}{11}$		$\frac{1}{3}$
	b.	$\frac{23}{24}$	$\frac{1}{3}$	87° 45′		69° 44′	$\frac{1}{25}$		$\frac{3}{8}$
	c.	$\frac{5}{6}$	$\frac{2}{3}$	78° 50′		71° 47′	$\frac{1}{5}$		$\frac{1}{3}$

Les deux dernières colonnes servent à faciliter la construction des directions des axes.

Si on veut avoir seulement la projection d'un objet suivant trois axes, on peut (d'après Pohlke) choisir ga, gb, gc, en longueur et en direction, d'une façon tout à fait arbitraire; cependant, on ne peut pas prendre plus de deux axes ayant même direction et plus d'un axe $= 0$. Pour simplicité d'exécution, les proportions suivantes sont à recommander :

$$gc = ga = 1 \; ; \quad gb = \tfrac{1}{4}, \tfrac{1}{2}, 1 \; ; \quad \alpha = 90° \; ; \quad \beta = 60°, 45°.$$

J.L.V.
BIBLIOTECA
N-371

SECONDE PARTIE

MÉCANIQUE

I. GÉOSTATIQUE

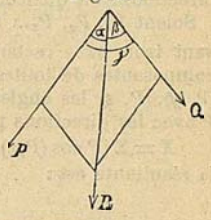
A. COMPOSITION ET DÉCOMPOSITION DES FORCES

a. Forces agissant sur un point matériel.

1. Un certain nombre de *forces ayant même direction* ont une résultante égale à leur somme algébrique, les forces de même sens étant prises avec le même signe.

2. *Deux forces concourantes* P et Q ont une résultante égale en grandeur et en direction, à la diagonale du parallélogramme construit sur les droites représentant ces deux forces en grandeur et en direction ; on a donc (fig. 29) :

Fig. 29.



$$\frac{P}{Q} : R = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} : \sin\gamma \; ; \quad R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ\cos\gamma}.$$

Pour $\gamma = \frac{\pi}{2}$ (fig. 30), on a :

$$P = r\cos\alpha, \quad Q = R\sin\alpha = R\cos\beta, \quad R = \sqrt{P^2 + Q^2}$$

Si Q est une composante perpendiculaire à R (fig. 31), on a :

$$P = \frac{R}{\cos\alpha}, \quad Q = R\,\mathrm{tg}\,\alpha, \quad R = \sqrt{P^2 - Q^2}.$$

3. *La résultante de trois forces concourantes non situées dans un même plan* est donnée en grandeur et en direction par la diagonale du parallélipipède construit sur les droites représentant en grandeur et en direction, les trois forces proposées.

Fig. 30.

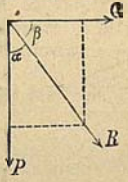
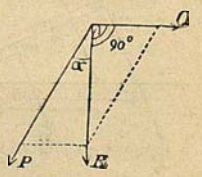
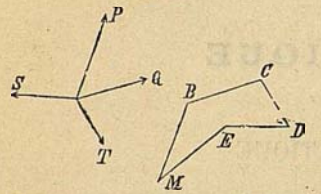


Fig. 31.



4. *La résultante de plusieurs forces concourantes* P, Q, T, S... s'obtient en construisant, à partir d'un point M (fig. 32) un polygone dit funiculaire, dont les côtés sont égaux et parallèles aux droites représentant les forces. Le côté *ME* fermant le polygone donne en grandeur et en direction la résultante cherchée.

Fig. 32.



Cette construction est générale et peut être appliquée à un système de forces non situées dans un même plan.

Inversement, on peut décomposer toute force en un nombre quelconque de composantes ayant des grandeurs quelconques, mais des directions déterminées ; ou bien, on peut la décomposer en un nombre quelconque de forces de directions quelconques mais de grandeurs déterminées ; ou bien encore, on peut la décomposer en un nombre déterminé de composantes, dont les grandeurs et les directions sont quelconques.

Soient P_1, P_2, P_3... P_n des forces que l'on décompose chacune suivant trois axes rectangulaires, X Y, Z les sommes algébriques des composantes de toutes ces forces suivant l'axe des x, y, z, et (P, x), (P, y), (P, z) les angles que forme la direction positive de la force P avec les directions positives des axes x, y, z, on a :

$$X = \Sigma [P \cos (P,x)], \quad Y = \Sigma [P \cos (P,y)], \quad Z = \Sigma [P \cos (P,z)];$$

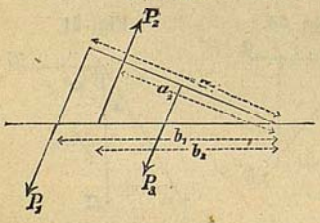
la résultante est :

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}.$$

Si toutes les forces sont situées dans un même plan, il suffit de faire $z = 0$ dans les formules ci-dessus.

b. Forces appliquées à un système libre de points matériels reliés entre eux d'une manière invariable.

Fig. 33.



1. *Forces parallèles.* La résultante P d'un système de forces parallèles P_1, P_2, P_3.... (fig. 33) est parallèle aux forces proposées et égale à leur somme algébrique :

$$P = P_1 - P_2 + P_3 \pm \ldots$$

La position de son point d'application se tire des relations :

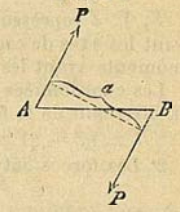
$$a = \frac{P_1 a_1 - P_2 a_2 + P_3 a_3 \pm \dots}{P_1 - P_2 + P_3 \dots};$$

$$b = \frac{P_1 b_1 - P_2 b_2 + P_3 b_3 \pm \dots}{P_1 - P_2 + P_3 \pm \dots}.$$

2. *Couples.* Deux forces égales et parallèles mais de sens opposé, constituent un couple (fig. 34) qui a pour effet unique la rotation du système.

Le produit de l'une des deux forces du couple par la distance normale de ces deux forces est ce qu'on appelle le *moment* (*statique*) du couple $= P \cdot a$ ($a =$ bras de levier du couple).

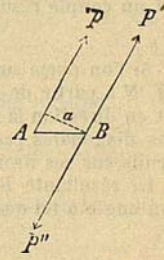
Fig. 34.



Tout couple peut être déplacé d'une manière quelconque dans son plan ou dans un plan parallèle, ou bien remplacé par un autre couple ayant même moment et même sens de rotation.

Si on représente les couples par leurs axes, c'est-à-dire par des droites perpendiculaires à leur plan, proportionnelles aux moments de ces couples et élevées du côté de ces plans où le moment paraît positif *), on peut ramener tous ces axes à passer par le même point et les composer, d'après ce qui précède, en une résultante unique, comme si l'on avait à opérer sur des forces : l'axe résultant est donc l'axe du couple résultant.

Fig. 35.



Toute force P peut être transportée parallèlement à elle-même d'un point A en un point B, si l'on introduit un couple PP'' de moment égal à Pa (fig. 35).

3. *Forces quelconques.* Un système de forces quelconques peut toujours être remplacé par une résultante R et un couple G, et cela en transportant toutes les forces au même point, en ayant soin d'introduire chaque fois le couple mentionné dans 2. Il existe une droite nommée *axe central*, telle que si l'on transporte toutes les forces en un de ses points, R ainsi que l'axe de G se confond avec cette droite; G est dans cette circonstance le plus petit couple qu'il soit possible de former.

Si la force résultante est parallèle au plan du couple résultant, on peut alors composer cette force et ce couple en une résultante unique; dans tous les autres cas, la force et le couple peuvent être remplacés par deux forces non concourantes ne pouvant pas être composées.

Tout ce que nous venons de dire s'applique aussi à la composition ou décomposition des vitesses et des accélérations.

*) On dit ordinairement que le moment d'un couple est positif, lorsque ce couple tend à faire tourner le système dans le sens des aiguilles d'une montre.

Soient α, β, γ; α_1, β_1, γ_1, etc., les angles que forment des forces quelconques P avec les trois axes de coordonnées; x, y, z, les coordonnées de leurs points d'application; p, q, r, la plus courte distance entre ces forces et les axes :

les cas suivants peuvent se présenter :

1° Les forces ont une résultante unique :

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} \quad \text{si}$$
$$XL + YM + ZN = 0.$$

X, Y, Z représentant les résultantes des forces décomposées suivant les axes de coordonnées correspondants, et L, M, N la somme des moments ayant les mêmes axes pour axes de rotation.

Les coordonnées courantes ξ, η, ζ de la droite se confondant avec la direction de la force résultante, se déterminent au moyen de :

$$L = \eta Z - \zeta Y = 0 \; ; \quad M = \zeta X - \xi Z = 0 \; ; \quad N = \xi Y - \eta X = 0.$$

2° Les forces ont seulement un couple résultant dont l'axe

$$G = \sqrt{L^2 + M^2 + N^2} \; ;$$

ce cas se présente lorsque $X = 0$, $Y = 0$; $Z = 0$.

3° Les forces ont en même temps une force résultante

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2},$$

et un couple résultant dont l'axe

$$G = \sqrt{L^2 + M^2 + N^2}.$$

Si l'on porte sur les axes les longueurs représentant X, Y, Z et L, M, N à partir de l'origine des coordonnées, on obtient en grandeur et en direction la résultante et l'axe du couple résultant, en cherchant les diagonales passant par l'origine des deux parallélipipèdes construits sur ces droites comme côtés.

La résultante R et l'axe du couple résultant G forment entre eux un angle θ tel que

$$\cos\theta = \frac{XL + YM + ZN}{RG}.$$

Si l'on porte à partir de l'origine sur une droite perpendiculaire à R et à G une longueur $\frac{G \sin\theta}{R}$, on obtient un point, de coordonnées

$$\frac{YN - ZM}{R^2}, \quad \frac{ZL - XN}{R^2}, \quad \frac{XM - YL}{R^2},$$

qui est un point de l'axe central.

L'axe G' du couple le plus petit possible est :

$$G' = G\cos\theta = \frac{XL + YM + ZN}{R}.$$

4. La résultante de forces P parallèles à l'axe des z, est $R = \Sigma [P]$, et le point par lequel passe constamment la résultante lorsqu'on fait tourner toutes les forces d'un même angle quelconque, de manière

qu'elles restent parallèles, ce point, disons-nous, que l'on appelle *centre des forces parallèles*, est déterminé par les coordonnées :

$$\xi = \frac{\Sigma[Px]}{\Sigma[P]}; \qquad \eta = \frac{\Sigma[Py]}{\Sigma[P]}; \qquad \zeta = \frac{\Sigma[Pz]}{\Sigma[P]}.$$

5. Si $X = 0$, $Y = 0$, les forces se réduisent à un couple N.

Si les forces ont une résultante $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$, cette résultante forme avec l'axe des x un angle γ tel que $\operatorname{tg}\gamma = \frac{Y}{X}$.

B. CONDITIONS D'ÉQUILIBRE

a. Conditions d'équilibre d'un système libre de points matériels reliés entre eux d'une manière invariable.

1. Des forces quelconques dans l'espace sont en équilibre lorsque la force résultante R et le couple résultant G sont séparément égaux à zéro, ou bien, ce qui revient au même, lorsque les six relations suivantes sont satisfaites :

$$\Sigma[P\cos\alpha] = X = 0, \quad \Sigma[P(y\cos\gamma - z\cos\beta)] = \Sigma[Pp\sin\alpha] = L = 0,$$
$$\Sigma[P\cos\beta] = Y = 0, \quad \Sigma[P(z\cos\alpha - x\cos\gamma)] = \Sigma[Pq\sin\beta] = M = 0,$$
$$\Sigma[P\cos\gamma] = Z = 0, \quad \Sigma[P(x\cos\beta - y\cos\alpha)] = \Sigma[Pr\sin\gamma] = N = 0.$$

(Voir notations, p. 122.)

2. *Des forces agissant sur un point* sont en équilibre lorsque

$$X = 0, \quad Y = 0, \quad Z = 0.$$

3. *Des forces P parallèles à l'axe des z* sont en équilibre lorsque

$$\Sigma[P] = 0, \quad \Sigma[Py] = 0 \quad \text{et} \quad \Sigma[Px] = 0.$$

4. *Des forces P situées dans le plan xy* sont en équilibre lorsque

$$X = 0, \quad Y = 0, \quad N = 0.$$

b. Conditions d'équilibre d'un système de points matériels reliés entre eux d'une manière invariable, lorsque ce système est assujetti à certaines conditions.

Il peut exister dans le système un ou plusieurs points fixes ou points d'appui. Ce système peut être ramené au cas d'un système libre en appliquant aux points fixes des résistances ayant des directions quelconques, et en appliquant aux points d'appui une force faisant équilibre aux autres forces du système, et ayant une direction normale à la surface d'appui. Ces résistances ou ces pressions ne peuvent pas toujours être déterminées si l'on considère le système

comme parfaitement rigide ; dans tous les cas, pour plus de six points d'appui, ces pressions ne sont pas déterminées.

Dans le cas de forces parallèles, on ne peut donner que les pressions exercées sur trois points d'appui.

α. *Équilibre d'un point unique.*

1. *Le point doit se mouvoir sur une surface donnée.* La résultante des forces extérieures doit être normale à la surface directrice en ce point ; c'est-à-dire, on doit avoir :

$$\frac{X}{\frac{\partial f}{\partial x}} = \frac{Y}{\frac{\partial f}{\partial y}} = \frac{Z}{\frac{\partial f}{\partial z}},$$

si $f(x, y, z) = 0$ est l'équation de la surface rapportée aux trois axes suivant lesquels on a effectué la décomposition des forces.

2. *Le point doit se mouvoir sur une ligne courbe donnée.* La résultante des forces extérieures doit se trouver à chaque instant dans le plan normal à la courbe ; c'est-à-dire, on doit avoir :

$$X\frac{dx}{ds} + Y\frac{dy}{ds} + Z\frac{dz}{s} = 0,$$

où ds représente la différentielle de l'arc de la courbe.

β. *Équilibre d'un système de points.*

1. *Un point du système est fixe.* Pour l'équilibre, les forces extérieures doivent avoir une résultante passant par le point fixe. Cette résultante donne en grandeur et en direction la pression exercée sur ce point fixe.

2. *Deux points sont fixes.* La somme des moments de toutes les forces extérieures par rapport à la ligne joignant ces deux points, doit être égale à zéro. Si l'on décompose les pressions agissant sur ces deux points en deux composantes, suivant la ligne joignant ces deux points et perpendiculairement à cette direction, la valeur de ces pressions ne peut être donnée que suivant cette dernière direction.

3. *Trois points quelconques sont fixes.* Le système se trouve de lui-même en équilibre. Pour ce qui a rapport aux pressions agissant sur les points fixes, on ne connaît que leurs composantes normales au plan de ces trois points, dans la supposition que les autres composantes se trouvent dans ce plan.

4. *Certains points ou surfaces du système s'appuient sur d'autres surfaces ou d'autres points.*

Lorsqu'il existe un point d'appui, les forces extérieures doivent avoir une résultante dont la direction est normale à la surface d'ap-

pui au point considéré. S'il y a deux points d'appui, les normales élevées à la surface en ces deux points et la résultante doivent être dans un même plan et être concourantes ou parallèles.

c. Conditions d'équilibre d'un système quelconque de points.

1. Lorsqu'un système déformable est en équilibre, on peut, sans troubler l'équilibre, supposer fixe une partie ou la totalité du système.

2. Pour l'équilibre d'un tel système soumis à l'action de forces quelconques, il est nécessaire que chaque point du système soit en équilibre sous l'influence des forces extérieures et des tensions ou forces intérieures développées dans les assemblages du système.

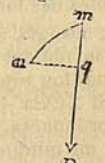
3. Si les coordonnées de certains points x, y, z ; x', y', z'... d'un système quelconque doivent satisfaire une équation $f(x, y, z; x', y', z' \ldots) = 0$, cela revient au même que d'appliquer au point x, y, z une force dont les composantes sont $\lambda \frac{\partial f}{\partial x}, \lambda \frac{\partial f}{\partial y}, \lambda \frac{\partial f}{\partial z}$, et au point x', y', z' une autre force de composantes $\lambda \frac{\partial f}{\partial x'}, \lambda \frac{\partial f}{\partial y'}, \lambda \frac{\partial f}{\partial z'}$, etc., λ étant une constante indéterminée. Les forces que l'on applique aux points x, y, z; x', y', z'... se confondent avec la normale à la surface représentée par $f = 0$, si dans cette équation on considère seulement x, y, z, ou bien seulement x', y', z' etc., comme variables.

Pour déterminer les conditions d'équilibre d'un système quelconque, on se sert du principe ci-après.

C. PRINCIPE DES VITESSES VIRTUELLES

1. Supposons qu'un système de points, reliés les uns aux autres d'une manière quelconque, subisse un déplacement infiniment petit compatible avec sa nature : un tel déplacement se nomme un *mouvement virtuel*. Si le point m (fig. 36) décrit sous l'influence de la force P un arc infiniment petit mn pouvant être considéré comme une ligne droite, on nomme mn : *vitesse virtuelle* du point m, la projection mq de nm sur la direction de P : *vitesse virtuelle dans la direction de P*, et $P.mq$: *moment virtuel de P*.

Fig. 36.



2. Le moment virtuel d'une force est égal à la somme des moments virtuels de ses composantes.

3. *Principe des vitesses virtuelles.* Si des forces quelconques appliquées à un système quelconque de points sont en équilibre, pour chaque mouvement virtuel du système, la somme des moments vir-

tuels des forces appliquées à ce système $= 0$; et réciproquement : si, pour chaque mouvement virtuel du système, la somme des moments virtuels des forces appliquées à ce système est égale à zéro, les forces sont en équilibre.

On peut représenter ce principe par l'équation

$$\Sigma[P.\delta p] = \Sigma[X.\delta x + Y.\delta y + Z.\delta z] = 0,$$

où δx, δy, δz représentent le changement virtuel des coordonnées du point d'application des forces.

Si, comme dans *B. c.* 3, on a entre les coordonnées des m points d'un système n équations $f = 0, f_1 = 0, \ldots f_n = 0$ qui doivent être satisfaites, on élimine, entre les $3m$ équations suivantes, les coefficients indéterminés λ, $\lambda_1, \ldots \lambda_n$.

$$X + \lambda \frac{\partial f}{\partial x} + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial x} = 0$$

$$X + \lambda \frac{\partial f}{\partial x'} + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x'} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial x'} = 0$$

$$\vdots \qquad\qquad \vdots$$

$$X^m + \lambda \frac{\partial f}{\partial x^m} + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x^m} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial x^m} = 0$$

$$Y + \lambda \frac{\partial f}{\partial y} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial y} = 0 \qquad Z + \lambda \frac{\partial f}{\partial z} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial z} = 0$$

$$Y' + \lambda \frac{\partial f}{\partial y'} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial y'} = 0 \qquad Z' + \lambda \frac{\partial f}{\partial z'} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial z'} = 0$$

$$\vdots \qquad\qquad \vdots \qquad\qquad \vdots \qquad\qquad \vdots$$

$$Y^m + \lambda \frac{\partial f}{\partial y^m} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial y^m} = 0 \qquad Z^m + \lambda \frac{\partial f}{\partial z^m} + \ldots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial z^m} = 0$$

$X, X', \ldots X^m$; $Y, Y', \ldots Y^m$; $Z, Z', \ldots Z^m$ sont les sommes des composantes des forces extérieures appliquées aux points x, y, z ; x', y', z' ; $\ldots x^m, y^m, z^m$.

On obtient ainsi $(3m - n)$ équations qui avec les n équations de condition représentent les conditions d'équilibre.

Si $\Sigma(X\delta x + Y\delta y + Z\delta z)$ est la différentielle totale d'une fonction des coordonnées, cette fonction est, pour l'état d'équilibre, un maximum ou un minimum suivant que l'équilibre est stable ou instable.

D. DU CENTRE DE GRAVITÉ

Si ξ, η, ζ sont les coordonnées du centre de gravité d'un système quelconque de points matériels de coordonnées $x_1, y_1, z_1, x_2 y_2 z_2, \ldots$

et de masses m_1, m_2 m_3...., on trouve le centre de gravité de l'ensemble de ces masses au moyen des égalités

$$\xi = \frac{\Sigma (m\ x)}{\Sigma m}; \quad \eta = \frac{\Sigma (m.y)}{\Sigma m}; \quad \zeta = \frac{\Sigma (m.z)}{\Sigma m}.$$

Ces mêmes égalités subsistent si l'on entend par m_1, m_2, m_3... les masses de corps, de surfaces ou de lignes, et par x_1 y_1 z_1; x_2, y_2, z_2.... les distances de leurs centres de gravité aux plans correspondants des coordonnées.

Si P désigne le poids total d'un corps (surface, ligne), γ le poids spécifique (poids de l'unité de volume), et V le volume (aire, longueur) du corps, on a :

$$\xi = \frac{\int \gamma x dV}{P}; \quad \eta = \frac{\int \gamma y dV}{P}; \quad \zeta = \frac{\int \gamma z dV}{P},$$

les intégrales étant prises pour le corps entier.

Si γ est constant,

$$\xi = \frac{\int x dV}{V}; \quad \eta = \frac{\int y dV}{V}; \quad \zeta = \frac{\int z dV}{V}.$$

Si pour $\gamma =$ constante, une ligne, une surface ou un corps a un plan de symétrie, un axe de symétrie ou un centre, le centre de gravité se trouve dans ce plan, sur cet axe ou se confond avec le centre du corps.

a. Centres de gravité des lignes

Pour une ligne à double courbure donnée par les équations $x = \psi_1(t)$; $y = \psi_2(t)$; $z\ \psi_3 = (t)$, on a :

$$\xi = \frac{1}{P}\int \gamma x ds; \quad \eta = \frac{1}{P}\int \gamma y ds; \quad \zeta = \frac{1}{P}\int \gamma z ds,$$

où $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2}$ est la différentielle de l'arc. Pour une courbe située dans le plan des xy, $\zeta = 0$. Pour une ligne homogène (de densité égale en tous ses points), on a $\frac{\gamma}{P} = \frac{1}{L}$, en entendant par L la longueur de la ligne.

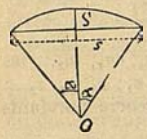
1. Une portion de *ligne droite* homogène a son centre de gravité en son milieu.

2. *Périmètre du triangle.* Le centre de gravité du périmètre d'un triangle est le centre du cercle inscrit au triangle formé en joignant les milieux des côtés du triangle donné. Si a, b, c sont les côtés du triangle, et h la hauteur élevée sur le côté a, la distance du centre de gravité à ce côté est :

$$\frac{b+c}{a+b+c}\cdot h$$

3. *Arc de cercle* (fig. 37). Si S est le centre de gravité de l'arc de cercle, on a :

Fig. 37.



$$OS = \frac{r \sin \alpha}{\alpha} = \frac{rs}{a},$$

où a représente la longueur de l'arc de cercle, et r son rayon. Pour la *demi-circonférence*, $OS = \frac{2r}{\pi}$, approximativement $= \frac{7}{11} r$.

b. Centres de gravité des surfaces.

Si on donne une surface $z = f(x, y)$, on a :

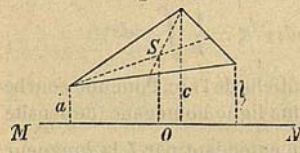
$$\xi = \frac{1}{P} \int x dx \int \gamma dy \sqrt{1 + \left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dx}\right)^2}$$

$$\eta = \frac{1}{P} \int dx \int \gamma y dy \sqrt{1 + \left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dy}\right)^2}$$

$$\xi = \frac{1}{P} \int dz \int \gamma \cdot f(x, y)\, dy \sqrt{1 + \left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dy}\right)^2},$$

formules dans lesquelles les limites des intégrales avec dy se tirent des relations entre x et y représentant les courbes limitant la surface cherchée. Pour une surface plane située dans le plan xy, la valeur de la racine $= 1$, et $z = 0$. Pour une surface homogène, $\frac{\gamma}{P} = \frac{1}{S}$, S exprimant la surface.

Fig. 38.

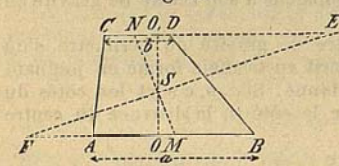


1. *Triangle* (fig. 38). Le centre de gravité est donné par l'intersection des médianes ; sa distance à la droite MN est :

$$OS = \frac{a + b + c}{3}.$$

Cette formule est valable pour déterminer la distance du centre de gravité du triangle à un plan quelconque.

Fig. 39.



2. *Trapèze* (fig. 39). On trouve S en faisant $DE = AB = a$, $AF = CD = b$, et en cherchan l'intersection de EF avec la ligne MN joignant les milieux des côtés parallèles ; on a :

$$OS = \frac{h}{3} \cdot \frac{a + 2b}{a + b}, \quad O_1S = \frac{h}{3} \cdot \frac{b + 2a}{a + b},$$

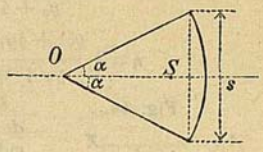
h étant la distance entre les côtés parallèles.

3. *Secteur de cercle* (fig. 40).

$$OS = \frac{2}{3} r \frac{\sin \alpha}{\alpha} = \frac{2}{3} \frac{rs}{a},$$

s étant la corde, r le rayon et a l'arc du secteur. Pour le *demi-cercle*, $\xi = \frac{4r}{3\pi}$; pour le *quart de cercle*, $\xi = \frac{4\sqrt{2}}{3\pi} . r$ et pour le *sixième de cercle*, $\xi = \frac{2r}{\pi}$.

Fig. 40.

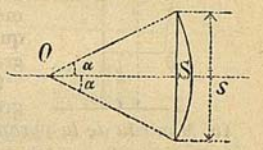


4. *Segment de cercle* (fig. 41).

Si A est l'aire du segment, on a :

$$OS = \frac{s^3}{12A} = \frac{2}{3} \frac{r \sin^3 \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}.$$

Fig. 41.

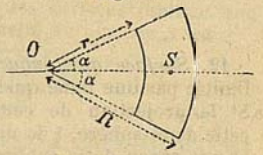


Le point S est aussi le centre de gravité d'un segment d'ellipse dont la corde tombe sur celle du segment de cercle, et dont l'un des axes principaux est le diamètre du cercle perpendiculaire à cette corde.

5. *Portion d'un anneau circulaire* (fig. 42).

$$OS = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha}.$$

Fig. 42.

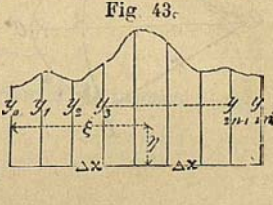


6. *Segment de parabole.* Si y'_0 est la moitié de la corde du segment, et x'_0, la portion comprise dans le segment du diamètre conjugué à la direction de la corde, de manière que l'équation de la parabole soit $y'^2 = 2p'x$ (v. p. 91), la distance du centre de gravité au sommet du segment est $\frac{3}{5} x'_0$.

La portion de surface ACE (fig. 10, p. 92) limitée par le diamètre, la demi-corde du segment et la courbe, a pour coordonnées de son centre de gravité : $\xi = \frac{3}{5} x'_0$, $\eta = \frac{3}{8} y'_0$, et la portion AHE qui complète le rectangle $AHEC$, a pour coordonnées de son centre de gravité :

$$\xi = \frac{3}{10} x_0, \quad \eta = \frac{3}{4} y'_0.$$

Fig. 43.



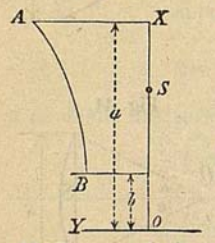
7. *Surfaces planes quelconques* (fig. 43) (v. règle de Simpson, p. 115).

Le centre de gravité se détermine approximativement au moyen des égalités :

$$= \Delta x. \frac{1.4y_1+2.2y_2+3.4y_3+4.2y_4+\ldots+(2n-2)2y_{2n-2}+(2n-1)4y_{2n-1}+2ny_{2n}}{y_0+4y_1+2y_2+4y_3+\cdots+y_{2n}};$$

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{y_0^2+4y_1^2+2y_2^2+4y_3^2+\cdots+y_{2n}^2}{y_0+4y_1+2y_2+4y_3+\cdots+y_{2n}}.$$

Fig. 44.



8. Pour le centre de gravité d'une *surface de révolution* (fig. 44) dont l'axe OX et le méridien AB sont donnés, on a :

$$OS = \frac{\int xyds}{\int yds},$$

en supposant que $y = f(x)$ soit l'équation du méridien, ds la différentielle de son arc, et que l'on prenne pour limites des deux intégrales, $x = b$ et $x = a$.

9. *Zone ou calotte sphérique.* Le centre de gravité est situé au milieu de la hauteur.

10. *Manteau de la pyramide ou du cône droit.* Le centre de gravité est situé sur l'axe à $\frac{1}{3}h$ de la base. (h = hauteur).

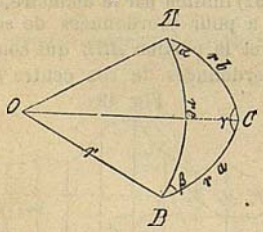
11. *Manteau du cône tronqué par un plan parallèle à sa base.* Si le rayon du cercle de la base supérieure est r_1 et celui de la base inférieure r, le centre de gravité se trouve de celle-ci à une distance

$$\zeta = \frac{h}{3} \cdot \frac{r+2r_1}{r+r_1}.$$

12. *Surface quelconque sur la demi-sphère.* Soient S une surface limitée par une ligne quelconque fermée tracée sur une demi-sphère, S' la projection de cette surface sur le plan diamétral limitant cette demi-sphère, ξ la distance du centre de gravité de S à ce plan, et r le rayon de la sphère, on a :

$$\xi = \frac{S'}{S} r.$$

Fig. 45.



13. *Triangle sphérique.* Si la distance du centre de gravité au plan OBC est ξ_1 ; celle au plan OAC, ξ_2, et celle au plan OAB, ξ_3, on a :

$$\xi_1 = \frac{a - b\cos\gamma - c\cos\beta}{\alpha+\beta+\gamma-\pi} \cdot \frac{r}{2};$$

$$\xi_2 = \frac{b - c\cos\alpha - a\cos\gamma}{\alpha+\beta+\gamma-\pi} \cdot \frac{r}{2};$$

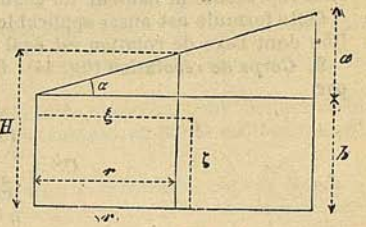
$$\xi_3 = \frac{c - a\cos\beta - b\cos\alpha}{\alpha+\beta+\gamma-\pi} \cdot \frac{r}{2}.$$

c. Centres de gravité des corps.

1. *Prisme et cylindre.* Le centre de gravité est situé au milieu de la ligne joignant les centres de gravité des bases limitant ces figures.

2. *Cylindre circulaire coupé obliquement* (fig. 46). Si H est la longueur de l'axe, α l'angle d'inclinaison de la section, r le rayon de base du cylindre, on a :

Fig. 46.



$$\zeta = \frac{H}{2} + \frac{1}{8}\frac{r^2 \operatorname{tg}^2\alpha}{H} = \frac{1}{4}\left(2h + a + \frac{1}{4}\frac{a^2}{2h+a}\right);$$

$$\xi = \frac{1}{4}\frac{r^2 \operatorname{tg}\alpha}{H} + r = \frac{1}{4}\frac{ar}{2h+a} + r.$$

3. *Pyramide et cône.* S est situé sur l'axe des centres de gravité à une distance $\frac{h}{4}$ de la base.

4. *Pyramide tronquée.* Si A et B sont les surfaces limitant une telle pyramide, la distance du centre de gravité au plan de A est :

$$\xi = \frac{h}{4} \cdot \frac{A + 2\sqrt{AB} + 3B}{A + \sqrt{AB} + B}.$$

5. *Cône tronqué.* Si R et r sont les rayons des bases, la distance du centre de gravité à la base de rayon R est :

$$\xi = \frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2} \cdot \frac{h}{4}.$$

6. *Obélisque* (fig. 25). La distance du centre de gravité à la base est :

$$\xi = \frac{ab + ab_1 + a_1 b + 3a_1 b_1}{2ab + ab_1 + a_1 b + 2a_1 b_1} \cdot \frac{h}{2}.$$

7. *Secteur sphérique* (fig. 41).

1) $$OS = \xi = \frac{3}{8} r(1 + \cos\alpha) = \frac{3}{4}\left(r - \frac{h}{2}\right),$$

où h représente la hauteur de la calotte. Pour la demi-sphère : $\xi = \frac{3}{8} r$.

Pour la *demi-sphère creuse*,

$$\xi = \frac{3}{8}\frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3}.$$

8. *Segment sphérique*. Distance au centre de la sphère :

$$\xi = \frac{3}{4}\frac{(2r-h)^2}{3r-h},$$

où h représente la hauteur du segment.

Cette formule est aussi applicable au cas de l'ellipsoïde de révolution dont l'axe de rotation est égal au diamètre de la sphère.

9. *Corps de révolution* (fig. 44). Le centre de gravité est déterminé par

$$OS = \frac{\int_b^a xy^2 dx}{\int_b^a y^2 dx}.$$

10. *Paraboloïde de révolution*. Si $y^2 = 2px$ est l'équation du méridien, a la distance du sommet au cercle limite, et b le rayon de ce cercle, on a : $\xi = \frac{2}{3}a$ = distance du centre de gravité au sommet du paraboloïde.

11. *Ellipsoïde à trois axes* :

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1.$$

Pour le huitième de l'ellipsoïde,

$$\xi = \frac{1}{8}a,\ \eta = \frac{3}{8}b,\ \zeta = \frac{3}{8}c.$$

12. *Corps quelconque* (voir règle de Simpson p. 115). La formule de ξ en *b*. 7 (p. 130), citée dans la recherche des centres de gravité des surfaces, donne aussi la distance du centre de gravité d'un corps quelconque à un plan qui lui est tangent ou qui le limite, en ayant soin de partager le corps *en tranches d'égale épaisseur* Δx, et de remplacer, dans la formule, y_m par l'aire de la section correspondante.

Si l'expression générale donnant la grandeur d'une section parallèle est une fonction du deuxième degré par rapport à la distance de cette section à un plan (comme dans les cas de 4 à 8 de ce chap. *c*), la formule de Simpson est parfaitement exacte, et, dans le calcul, il n'est pas nécessaire d'introduire d'autres surfaces que celles limitant le corps et celle de la section se trouvant à égale distance de ces deux surfaces limites.

E. FROTTEMENT

a. Frottement de glissement.

1. Le frottement agit toujours dans un sens directement opposé à celui du mouvement ; par conséquent il empêche son engendrement

et hâte l'arrêt. Il varie avec la charge spécifique (charge sur l'unité de surface) et avec la vitesse relative des surfaces frottantes, principalement lorsque ces vitesses sont très grandes.

2. *Le coefficient de frottement* μ est égal à la résistance W, s'opposant directement au mouvement, divisée par la pression normale N supportée par les deux surfaces en contact : $\mu = \frac{W}{N} =$ constante pour deux matériaux dans lesquels l'état superficiel des surfaces ne change pas.

Si ρ est l'angle d'inclinaison limite que l'on peut donner à un plan sans qu'un corps placé sur sa surface se mette en mouvement, on a $\mu = tg\rho$.

3. *Tableau des valeurs du coefficient de frottement d'après Morin.*

SURFACES FROTTANTES	Disposition des fibres*)	Etat des surfaces. Les surfaces sont :	μ Frottement de glissement : au départ	μ Frottement de glissement : pendt le mouvemt	μ_1 Frottement des tourillons : Graissage ordinaire	μ_1 Frottement des tourillons : Graissage continu
Fonte sur fonte ou sur bronze	=	peu onctueuses	0,16	0,5	0,14	0,054
	=	graissées	.	.	0,07	.
	=	mouillées d'eau	.	0,31	.	0,28
Fer sur fonte ou sur bronze	=	sans enduit	0,19	0,18	.	.
	=	peu onctueuses	.	.	0,25	.
	=	graissées	.	.	0,07	0 054
Fer sur fer	=	sans enduit	.	0,4	.	.
	=	peu onctueuses	0,13	.	.	.
Bronze sur fonte	=	sans enduit	.	0,22	0,09	.
	=	graissées	.	.	.	0,045 à 0,052
Bronze sur fer	=	un peu onctueuses	.	0,16	.	.
Bronze sur bronze	=	sans enduit	.	0,20	0,10	.
Fonte sur gaïac	=	onctueuses	.	.	0,10	.
	=	graissées	.	.	0,07	0,090
Fer sur gaïac	=	onctueuses	.	.	0,19	.
	=	graissées	.	.	0,11	.
Gaïac sur gaïac	=	graissées	.	.	.	0,07
Fonte sur chêne	=	sans enduit	.	0,4	.	.
	=	mouillées d'eau	0,65	0,2	.	.
	=	frottées de savon sec	.	0,19	.	.

*) = signifie que le mouvement a lieu dans la direction des fibres des deux corps, $\doteqdot$ que la direction du mouvement est perpendiculaire à la direction des fibres du corps frottant et $\perp$ que le bois de bout glisse sur le bois de fil dans la direction des fibres de ce dernier.

SURFACES FROTTANTES	Disposition des fibres*)	Etat des surfaces. Les surfaces sont :	μ Frottement de glissement		μ_1 Frottement des tourillons	
			au départ	pend^t le mouvem^t	Graissage ordinaire	Graissage continu
Fer sur chêne	=	mouillées d'eau	0,65	0,26	.	.
	=	suiffées	0,11	0,08	.	.
Cuivre jaune sur chêne	=	sans enduit	0,62	0,62	.	.
Chêne sur chêne	=	sans enduit	0,62	0,48	.	.
	=	frottées de savon sec	0,44	0,16	.	.
	⫫	sans enduit	0,54	0,34	.	.
	⫫	mouillées d'eau	0,71	0,25	.	.
	⊥	sans enduit	0,43	0,19	.	.
Bois sur chêne (moyenne)	=	sans enduit	0,53	0,38	.	.
Cuir tanné sur chêne	cuir à plat	sans enduit	0,61	.	.	.
	cuir de champ	sans enduit	0,43	0,33	.	.
	cuir de champ	mouillées d'eau	0,79	0,29	.	.
Courroies en cuir sur tambours en chêne	⫫	sans enduit	0,47	0,27	.	.
Chanvre sur chêne	=	sans enduit	0,80	0,52	.	.
Courroies en cuir sur fonte	à plat	sans enduit	0,28	0,56	.	.
	»	mouillées d'eau	0,38	0,36	.	.
Cuir de bœuf pour garniture de piston sur fonte	à plat	mouillées d'eau	0,62	.	.	.
	»	huile, savon	0,12	.	.	.
Fer sur muschelkalk	.	sans enduit	0,42	0,24	.	.
Chêne sur muschelkalk	⊥	sans enduit	0,64	0,38	.	.
Muschelkalk sur muschelkalk	.	sans enduit	0,70	0,38	.	.
Muschelkalk sur calcaire oolithique	.	sans enduit	0,75	0,67	.	.
Calcaire oolithique sur calcaire oolithique	.	avec mortier	0,74	.	.	.

4. Coefficients de frottement d'après Rennie)*

Pression en *kg* par *cm²*	Fer sur fer	Fonte sur fer	Acier sur fonte	Cuivre jaune sur fonte	Remarque
	Coefficient de frottement pendant le mouvement				
8,7885	0,140	0,174	0,166	0,157	Dans les expériences donnant ces résultats, les surfaces étaient graissées et ensuite essuyées, de manière qu'il ne se trouvât pas d'endroits où la graisse pût empêcher le contact intime des deux surfaces.
13,0773	0,250	0,275	0,300	0,225	
15,7490	0,271	0,292	0,333	0,219	
18,2801	0,285	0,321	0,340	0,214	
20,9518	0,297	0,329	0,344	0,211	
23,6235	0,312	0,333	0,347	0,215	
26,2249	0,350	0,351	0,351	0,206	
27,4201	0,376	0,363	0,353	0,205	
31,4980	0,395	0,365	0,354	0,208	
34,0994	0,403	0,366	0,356	0,221	
36,7711	0,409	0,366	0,357	0,223	
39,3725	—	0,367	0,358	0,233	
42,1848	—	0,367	0,359	0,234	
44,5753	—	0,367	0,367	0,235	
47,2470	—	0,376	0,403	0,233	
49,9187	—	0,434	—	0,234	
55,1215	—	—	—	0,232	
57,6526	—	—	—	0,273	

b. **Frottement des tourillons et des pivots **).**

Dans ce qui suit,

M est le moment du frottement par rapport à l'axe du tourillon ou du pivot,

P la pression totale exercée sur le tourillon ou le pivot,

A la pression engendrée par le mouvement de glissement, tendant à se produire dans la direction de l'axe des tourillons non cylindriques,

f un élément de la surface frottante se trouvant à une distance y de l'axe,

p la pression normale spécifique en f,

φ l'angle fait par la normale à f avec la direction de la force P.

ds un élément de l'arc de la courbe (du méridien), par la rotation de laquelle les surfaces frottantes ont été engendrées,

S la superficie de la section (par un méridien), de la partie du tourillon (ou pivot) reposant sur coussinet ou crapaudine,

r et ρ les deux rayons extrêmes de la partie du tourillon (ou pivot) dans coussinet (ou sur crapaudine); $r \geqq \rho$,

μ le coefficient du frottement de glissement.

*) Artizan 1860, page 63 et Hannov-Archit: 1861 page 340.

**) D'après Grashof.

On a d'une manière générale :

$$M = \mu \int pfy$$

en même temps que $\int pf \cos \varphi = P.$

Ordinairement on suppose p constant, cependant on ne peut admettre cette hypothèse que pour des tourillons ou des pivots neufs; pour les arbres qui ont servi pendant longtemps, la meilleure manière de déterminer p, c'est de supposer que l'usure mesurée dans la direction de P est partout la même; alors on a pour p l'équation

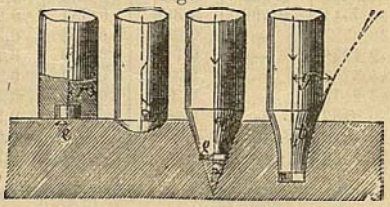
$$\frac{py}{\cos \varphi} = \text{const.}$$

Les formules suivantes sont désignées par 1 ou par 2, suivant que l'on est dans la première ou la deuxième de ces hypothèses.

I. Pivots. — La pression P agit dans la direction de l'axe.

α) Pour une *surface plane annulaire* :

Fig. 47.



1. $M = \frac{2}{3} \mu P \frac{r^3 - \rho^3}{r^2 - \rho^2}$;

2. $M = \frac{1}{2} \mu P (r + \rho)$.

Pour la *surface pleine située dans un plan* ($\rho = 0$) :

1. $M = \frac{2}{3} \mu Pr$;

2. $M = \frac{1}{2} \mu Pr$.

β) Pour une *calotte sphérique*, si r représente le rayon de la sphère :

1. $M = \mu Pr \frac{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}{\sin^2 \alpha}$, 2. $M = \mu Pr \frac{\sin^2 \alpha}{\alpha + \sin \alpha \cos \alpha}$,

pour la *demi-sphère* :

1. $M = \frac{\pi}{2} \mu Pr$, 2. $M = \frac{2}{\pi} \mu Pr$.

γ) Pour le *manteau d'un cône tronqué* :

1. $M = \frac{2}{3} \mu P \frac{r^3 - \rho^3}{r^2 - \rho^2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$, 2. $M = \frac{1}{2} \mu P \frac{r + \rho}{\sin \alpha}$,

pour le *cône* ($\rho = 0$) :

1. $M = \frac{2}{3} \mu P \frac{r}{\sin \alpha}$, 2. $M = \frac{1}{2} \mu P \frac{r}{\sin \alpha}$.

δ) Si outre le manteau du cône tronqué, la surface de base $\pi\rho^2$ engendre aussi frottement, on a :

1. $M = \frac{2}{3} \mu \frac{P}{r^2} \left(\rho^3 + \frac{r^3 - \rho^3}{\sin \alpha} \right)$, 2. $M = \frac{1}{2} \mu \frac{Pr^2}{\rho + (r - \rho) \sin \alpha}$.

ε) Pour les *pivots d'antifriction* ou de *Schiele*, (cas où la longueur t de la tangente d'un point quelconque de la courbe à l'axe de rotation est constante) on a :

1. et 2. $M = \mu t P$ (v. p. 101. k).

II. Tourillons.

La pression P agit perpendiculairement à l'axe.

1. Pour les tourillons neufs :

$$M = \pi\mu \frac{P}{S}\int y^2 ds, \quad A = \frac{\pi}{2} P \frac{r^2 - \rho^2}{S}.$$

2. Pour les tourillons ayant servi :

$$M = \frac{2}{\pi}\mu P \frac{S}{\int dx \cos\alpha}, \quad A = \frac{4}{\pi} P \frac{\int dx \sin\alpha}{\int dx \cos\alpha},$$

où dx représente l'élément de longueur de l'axe, et α l'angle que fait le rayon avec la normale en un point quelconque de la surface de frottement.

Cas spéciaux :

α) Pour le *tourillon cylindrique* enveloppé à moitié, c'est-à-dire $\alpha = \frac{\pi}{2}$:

1. $M = \frac{\pi}{2}\mu P r$, $A = 0$; 2. $M = \frac{4}{\pi}\mu P r$, $A = 0$.

Si Q est la pression exercée sur le tourillon par le chapeau du palier, on a :

1. $M = \frac{\pi}{2}\mu r \left\{ P + 2Q \right\}$; 2. $M = \frac{4}{\pi}\mu r \left\{ P + 2Q \right\}$.

Pour le tourillon cylindrique, on emploie ordinairement la formule

$$M = \mu_1 P r,$$

et l'on détermine μ_1 directement, par expérience (voir les valeurs de ce coefficient dans le § a de ce chapitre, p. 133.)

μ se détermine alors respectivement par les relations :

1. $\mu = \frac{2}{\pi}\mu_1 = 0{,}6366\,\mu_1$ et 2. $\mu = \frac{\pi}{4}\mu_1 = 0{,}785\,\mu_1$.

β. Pour le *tourillon* ayant la forme d'un *cône tronqué* :

1. $M = \frac{\pi}{3}\mu P \frac{r^3 - \rho^3}{r^2 - \rho^2}\frac{1}{\cos\alpha}$, $A = \frac{\pi}{2} P \operatorname{tg}\alpha$;

2. $M = \frac{2}{\pi}\mu P \frac{r + \rho}{\cos\alpha}$, $A = \frac{4}{\pi} P \operatorname{tg}\alpha$.

Pour le *tourillon conique* ($\rho = 0$) :

1. $M = \frac{\pi}{3}\mu P \frac{r}{\cos\alpha}$; 2. $M = \frac{2}{\pi}\mu P \frac{r}{\cos\alpha}$.

γ. Pour le *tourillon de Schiele* :

1. $M = \frac{\pi}{2}\mu P t \frac{r^2 - \rho^2}{S}$, $\qquad A = \frac{M}{\mu t}$;

2. $M = \frac{2}{\pi}\mu \frac{P}{t} \frac{S}{\ln \frac{r}{\rho} - \frac{r^2 - \rho^2}{2t^2}}$, $\qquad A = \frac{M}{\mu t}$;

$$2\frac{S}{t^2} = \left[\frac{r}{t}\sqrt{1 - \frac{r^2}{t^2}} - \frac{\rho}{t}\sqrt{1 - \frac{\rho^2}{t^2}} + \arcsin\frac{r}{t} - \arcsin\frac{\rho}{t}\right].$$

III. Pour les formes de tourillons et pivots que nous venons de considérer, à l'exception de la forme cylindrique à surfaces terminales planes, on a les deux théorèmes suivants, valables pour les tourillons neufs comme pour ceux qui ont déjà servi :

α) Si sur un pivot conoïdal agissent une pression P dans la direction de l'axe et une pression P_1 normale à cette direction, le moment total du frottement se calcule comme si P agissait sur pivot et comme si P_1 n'existait pas du tout.

Par contre, dans le tourillon ou pivot cylindrique se terminant par une surface plane, le moment total du frottement s'obtient en additionnant le moment produit par P_1 (en considérant l'arbre comme reposant dans la partie cylindrique de son coussinet), et celui produit par P (en considérant l'axe comme vertical et reposant sur la surface plane qui le termine comme pivot).

β. Si les deux tourillons conoïdaux d'un arbre horizontal sont égaux, mais que sur l'un de ces tourillons agisse la pression P, et sur l'autre une pression plus petite P_1, si ces deux pressions sont normales à l'axe, la somme des moments de frottement est égale au moment que l'on obtient en ne considérant qu'un seul tourillon soumis à une pression $2P$ normale à l'axe.

Dans le cas de tourillons cylindriques, on doit remplacer $2P$ par la pression $P + P_1$.

IV. Un tourillon est d'autant plus avantageux que son moment de frottement et son usure sont plus petits.

Si l'on compare les formes des tourillons considérées dans I et II, en supposant que le plus grand rayon r et la pression P soient donnés, on conclut que pour les arbres verticaux, le cercle plein est la surface qui donne le plus petit moment de frottement. Pour les axes horizontaux, au contraire, le moment de frottement du tourillon cylindrique est plus grand que celui du tourillon conique, et le moment de frottement du tourillon conique est à son tour plus grand que celui du tourillon de Schiele. Puisque les tourillons conoïdaux ont pour effet de diminuer le moment de frottement des arbres verticaux (III. α), et par contre d'augmenter celui des arbres horizontaux (III. β), la forme des tourillons à adopter pour avoir le plus petit moment de frottement possible dépend des circonstances inhérentes à chaque cas particulier.

L'usure est toujours la plus petite possible dans le cas du cercle plein (axes verticaux) et dans celui du tourillon cylindrique (axes horizontaux).

c. Résistance au roulement.

Dans ce qui suit,

r désigne le rayon, μ_1 le coefficient de frottement des tourillons, f le bras de levier du roulement et R le rayon des rouleaux.

Pour des cylindres en bois dur ou en fer roulant sur des substances semblables, on peut prendre $f = 0{,}48$ *mm* à $0{,}87$ *mm*; pendant le mouvement, $f = 0{,}5$ *mm* (r doit être exprimé aussi en *mm*).

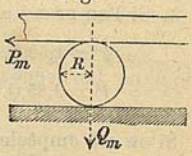
1. Le moment statique $P.R$ nécessaire pour faire rouler un cylindre de poids G sur un plan horizontal, est :

$$PR = fG.$$

Si un cylindre du poids C doit se mouvoir sur un plan horizontal, on peut l'entourer d'un fil et suspendre à une extrémité de ce fil un poids Q et a l'autre un poid PQ; supposons que le surpoids P soit assez grand pour mettre en mouvement le cylindre, le moment PR est alors connu ; et puisque $2Q+G+P$ est le poids total, on a ;

$$f = \frac{PR}{2Q + G + P}.$$

Fig. 48.



2. Si α est l'angle d'inclinaison d'un plan pour lequel un cylindre (dont l'axe est perpendiculaire à la ligne de plus grande pente de ce plan) commence à rouler, on a :

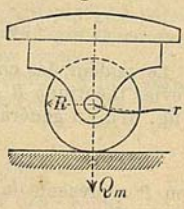
$$f = R \operatorname{tg} \alpha.$$

3. Soit Q une charge à faire mouvoir sur des rouleaux, et soit P_m la force horizontale nécessaire pour faire avancer la charge Q_m supportée par le m^{me} rouleau (fig. 48), on a :

$$P_m = \frac{f + f_1}{2R} \cdot Q_m + \frac{fG}{R},$$

où f désigne le bras de levier du roulement entre le rouleau et le plan sur lequel il se meut, f_1 celui entre le rouleau et la charge, et G le poids du rouleau.

Fig. 49.

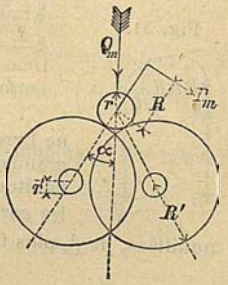


4. Soit à faire mouvoir une voiture sur laquelle se trouve une certaine charge, et soit P_m la force horizontale nécessaire pour faire avancer le poids Q_m se trouvant sur la m^{me} roue, on a (fig. 49) :

$$P_m = \frac{Q_m}{R} \left\{ f + \mu_1 r \right\} + \frac{fG}{R},$$

G = poids de la roue.

Fig. 50.



5. Si un tourillon de rayon r repose sur les circonférences de deux roues (fig. 50) de poids G, de rayon R', et de rayon de tourillon r', on a :

$$P_m = \frac{Q_m}{R \cos \alpha} \cdot \left\{ f + \frac{r.r'\mu_1}{R'} \right\} + 2\,\mu_1\, G. \frac{r.r'}{R'}.$$

d. Frottement des cordes et des chaînes.

1. Si l'on place une corde sur n arêtes d'un prisme polygonal, et qu'elle dévie à chaque arête d'un angle α, la force P qui tient en équilibre le poids Q, est :

$$P = \left(1 + 2\mu \sin\frac{\alpha}{2}\right)^n Q.$$

La même formule peut être employée pour une chaîne enroulée sur un cylindre ; dans ce cas, α se détermine au moyen de $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{l}{2r}$, l étant la longueur du chaînon et r le rayon du cylindre.

2. Pour une corde placée sur un cylindre, on a :

$$P = e^{\mu\alpha} \cdot Q,$$

où α est la longueur de l'arc en contact avec la corde, ramené au rayon 1. ($e = 2{,}71828.. =$ base des logarithmes népériens).

3. Si l'on prend $\mu = \frac{1}{3}$, on a :

$$P = 1{,}69\ Q \text{ pour } \alpha = \frac{\pi}{2}; \quad P = 3{,}12\ Q \text{ pour } \alpha = 2\pi;$$

$$P = 2{,}85\ Q \text{ pour } \alpha = \pi; \quad P = 65{,}94\ Q \text{ pour } \alpha = 4\pi;$$

$$P = 4348{,}56\ Q \text{ pour } \alpha = 8\pi.$$

Si on a à empêcher ou à retarder un mouvement, on doit considérer Q comme force et P comme poids.

e. Raideur des cordes et chaînes.

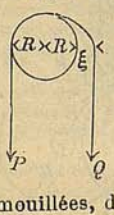
La raideur des cordes et chaînes a pour effet d'agrandir le bras de levier théorique R de la résistance, et de lui donner la valeur $R + \xi$ (fig. 51). En général, on a :

$$P = \left(1 + \frac{\xi}{R}\right) Q,$$

où P représente la force qui est nécessaire pour vaincre la résistance Q.

D'après *Coulomb*, on a pour les cordes en chanvre :

Fig. 51.



$\xi = d^{1,7}(2{,}45 + 0{,}053\ Q)$ pour cordes neuves,

$\xi = d^{1,4}(2{,}45 + 0{,}053\ Q)$ pour vieilles cordes.

Dans ces formules Q est en *kg*, R, d et ξ en *m*.

La formule d'Eytelwein pour cordes sèches

$$\xi = 18{,}6\ d^2$$

ne livre des résultats satisfaisants que dans le cas de grandes tensions, comme celles qui se présentent habituellement dans la pratique. La raideur dans les cordes goudronnées est de $\frac{1}{6}$, et dans les cordes mouillées, de $\frac{1}{12}$ plus forte que celle dans les cordes sèches.

Pour une chaîne à maillons qui *s'enroule*, on a :

$$\xi = \mu \frac{r}{R+r} \cdot R,$$

où μ représente le coefficient de frottement des chaînons les uns sur les autres, et r la demi-épaisseur de la chaîne.

Pour une chaîne qui en même temps *s'enroule* et se *déroule*, on a une approximation suffisante en posant :

$$\xi = 2\mu \frac{r}{R+r} \cdot R.$$

f. Frottement des dents d'engrenages.

Désignons par
r_1 le rayon de la roue menante,
r_2 celui de la roue conduite ou menée,
e l'arc d'engrènement,
P la pression à la circonférence primitive,
R le frottement des dents réduit à la circonférence primitive,
μ le coefficient de frottement (si les deux roues sont en fonte $\mu = 0{,}16$).

Pour engrenage extérieur, on a :

$$R = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{\mu e}{2} \cdot P.$$

Cette formule est valable pour des arcs égaux e, comptés à partir du point de tangence des circonférences primitives, que le contact ait lieu avant, après et avant ou après la ligne des centres.

Si maintenant, comme c'est le cas ordinaire, le contact a lieu entre deux paires de dents, e devient égal au pas p de l'engrenage, c'est-à-dire :

$$e = p = \frac{2\pi r_1}{n_1} = \frac{2\pi r_2}{n_2} \text{ et } R = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi \mu P,$$

où n_1 et n_2 représentent les nombres de dents des deux roues.

Si au lieu de deux, il y a m dents qui engrènent, on a :

$$e = \frac{m}{2} \frac{2\pi r_1}{n_1} = \frac{m}{2} \frac{2\pi r_2}{n_2} \text{ et } R = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \frac{m \cdot \pi}{2} \mu \cdot P.$$

Pour l'engrenage intérieur, r_1 (et par suite n_1) est négatif, et pour les crémaillères, il est infiniment grand, c'est-à-dire $\frac{1}{r_1}$ $\left(\text{et par suite } \frac{1}{n_1}\right)$ devient égal à zéro.

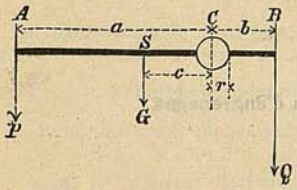
Dans les roues coniques, le meilleur est d'employer les mêmes formules.

F. THÉORIE DES MACHINES SIMPLES

a. Levier.

1. Au moyen d'une force P (fig. 52), on doit tenir en équilibre un poids Q, de manière que si l'on augmente la force P d'une quantité aussi petite que l'on voudra, cela occasionne une rotation autour du point C ; pour cela on doit avoir :

Fig. 52.



$$P = \frac{Qb + r \sin \rho\,(Q + G) \mp Gc}{a - r \sin \rho}\ ^{*})\ ,$$

où G représente le poids propre du levier, c la distance du centre de gravité de celui-ci au point d'appui (distance qui doit être prise avec le signe + ou — suivant que S se trouve dans le bras b ou dans le bras a), r le rayon du tourillon en C, et $tg\ \rho = \mu_1$ le coefficient de frottement (p. 133).

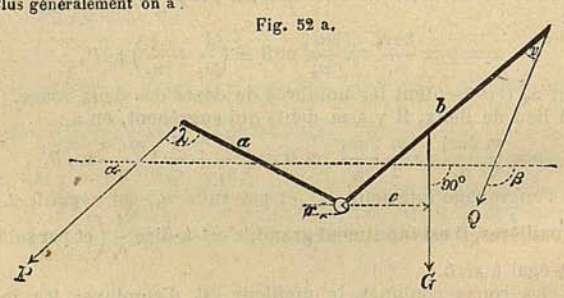
2. La force P qui empêche un poids Q de descendre, s'obtient au moyen de la même formule en changeant le signe de $r \sin \rho$.

b. Poulie.

1. *Poulie à axe fixe* (fig. 53). Si P et Q agissent sous des angles α et β par rapport à l'horizontale, et que G soit le poids de la poulie, on a:

*) Plus généralement on a

Fig. 52 a.



$$P = \frac{1}{a \sin \lambda}\left[Qb \sin \nu \pm Gc + r \sin \rho \sqrt{(P \sin \alpha + Q \sin \beta + G)^2 + (P \cos \alpha - Q \cos \beta)^2}\right]$$

Pour la figure ci-contre, on doit prendre le signe + parce que la verticale passant par le centre de gravité coupe le bras b.

$$P = \frac{R+\xi}{R} Q + \frac{r \sin \rho}{R} \sqrt{(P \sin \alpha + Q \sin \beta + G)^2 + (P \cos \alpha - Q \cos \beta)^2}.$$

Dans la plupart des cas, on peut sous le signe radical, remplacer P par $Q \frac{R+\xi}{R}$.

Fig. 53.

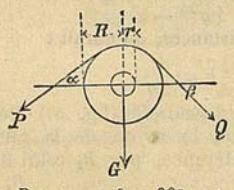
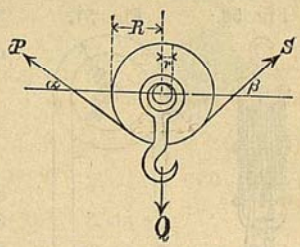


Fig. 54.



Pour $\alpha = \beta = 90°$, on a :

$$P = \frac{(R+\xi)\, Q + r \sin \rho\, (Q+G)}{R - r \sin \rho},$$

et si l'on néglige G,

$$P = \frac{R + r \sin \rho + \xi}{R - r \sin \rho} Q.$$

2. *Poulie mobile* (fig. 54). Sans tenir compte du frottement, et après avoir substitué au point fixe la tension S, on a :

$$S = P,\ \beta = \alpha \text{ et } P : Q + G = R : 2R \sin \alpha,$$

c'est-à-dire le rapport de la force (puissance) au poids (résistance) est égal au rapport du rayon à la corde de l'arc qu'embrasse le fil.

En tenant compte du frottement et en négligeant G, on a approximativement :

$$P = \frac{(R+\xi)(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + \mu r}{R - (R+\xi) \cos 2\alpha} Q,$$

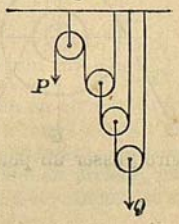
$$S = \frac{R(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + \mu r \cos 2\alpha}{R - (R+\xi) \cos 2\alpha} Q.$$

Si les deux brins sont verticaux, ou $\alpha = \beta = 90°$, on a.

$$P = \frac{R + \mu r + \xi}{2R + \xi} Q,$$

$$S = \frac{R - \mu r}{2R + \xi} Q.$$

Fig. 55.



3. *Moufle exponentielle* (fig. 55). Si n est le nombre des poulies mobiles supposées égales, et si l'on pose pour abréger :

$$\frac{R + \xi + r \sin \rho}{2R + \xi} = p$$

et

$$\frac{R + \xi + r \sin \rho}{R - r \sin \rho} = q$$

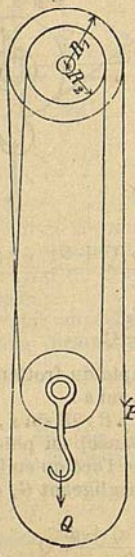
(voir les notations dans 1 et 2), on a : $P = qp^n Q$. Sans les résistances, on aurait : $P = \frac{Q}{2^n}$.

4. *Moufle* (fig. 56). Si n est le nombre des poulies mobiles supposées égales, en faisant usage des notations 3 on a : $P = \frac{q^{n2}(q-1)}{q^{2n}-1} Q$.

Fig. 56.



Fig. 57.



Sans les résistances, on aurait :

$$P = \frac{Q}{2n}.$$

5. *Moufle différentielle* (fig. 57). Désignons par R_1 le rayon de la plus grande circonférence, par R_2 celui de la plus petite et par α le rapport $\frac{R_2}{R_1}$ en faisant usage des notations 3, on a :

$$P = \frac{q^2 - \alpha}{1+q} Q.$$

Sans les résistances, on aurait :

$$P = \frac{1-\alpha}{2} Q.$$

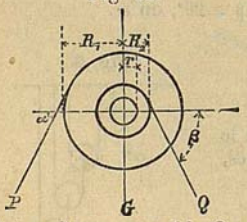
Pour que le frottement fasse à chaque hauteur équilibre au poids, il faut que

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{R_1}{R_2} < q_2.$$

6. *Treuil* (fig. 58). La relation exacte entre la force P et le poids Q, est :

$$P = \frac{Q(R_2+\xi)}{R_1} + \frac{\mu\rho}{R_1}\sqrt{(P\sin\alpha + Q\sin\beta + G)^2 + (P\cos\alpha - Q\cos\beta)^2}.$$

Fig. 58.



Dans la plupart des cas, l'exactitude est suffisante si, dans l'expression sous le radical, on remplace P par la valeur approchée $\frac{Q(R_2+\xi)}{R_1}$.

c. Plan incliné.

1. Une force P faisant un angle β avec la normale à un plan incliné, et devant faire glisser un poids Q sur ce plan, se détermine par la relation :

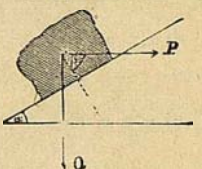
$$P = \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\sin\beta - \mu\cos\beta} Q,$$

ou par $$P = \frac{\sin(\alpha+\rho)}{\sin(\beta-\rho)}\,Q,$$

$\mu = \operatorname{tg}\rho$ = tangente de l'angle de frottement (page 133). Le rendement est :

$$\eta = \frac{\sin\alpha\sin(\beta-\rho)}{\sin\beta\sin(\alpha+\rho)}.$$

Fig. 59.



Si P agit horizontalement, $P = Q\operatorname{tg}(\alpha+\rho)$ et $\eta = \operatorname{tg}\alpha : \operatorname{tg}(\alpha+\rho)$.

Si $\beta = 90°$, on a :

$$P = \frac{\sin(\alpha+\rho)}{\cos\rho}\,Q.$$

Pour $\alpha = 0$, c'est-à-dire pour le mouvement horizontal, on a :

$$P = \frac{\mu Q}{\mu\cos\beta - \sin\beta} = \frac{Q\sin\rho}{-\sin(\beta-\rho)}.$$

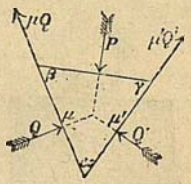
P agit toujours de la manière la plus avantageuse lorsque $\beta = \frac{\pi}{2}+\rho$.

2. La force P qui empêche le poids Q de descendre, s'obtient en changeant les signes de μ et ρ.

d. Coin.

1. Soient Q et Q' (fig. 60) les résultantes agissant normalement aux surfaces latérales, et P la force active. Le point d'application de P doit être choisi de telle façon qu'il ne se produise pas de rotation ; cette condition est remplie toutes les fois que les directions de P, Q et Q' sont concourantes, c'est-à-dire qu'elles se coupent en un même point

Fig. 60.



2. Soient μ et μ' les coefficients de frottement engendrés par les forces Q et Q' sur les faces correspondantes, on a :

$$P = \frac{(1-\mu\mu')\sin\alpha + (\mu+\mu')\cos\alpha}{\sin\gamma - \mu'\cos\gamma}\,Q$$

$$\text{et}\quad \frac{Q}{Q'} = \frac{\sin\gamma - \mu'\cos\gamma}{\sin\beta - \mu\cos\beta}.$$

Pour $\mu = \mu'$ et $\gamma = \beta$, on a : $Q = Q'$ et $P = 2Q\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right)$.

3. La force mettant obstacle au retour du coin en arrière, se trouve en changeant dans la formule ci-dessus μ et μ' en $-\mu$ et $-\mu'$; pour que la valeur de P ainsi trouvée devienne négative, c'est-à-dire, pour que le coin ne retourne pas de lui-même en arrière, on doit avoir $\alpha < \rho + \rho'$, en faisant la supposition que β et γ soient des angles aigus, et sachant que $\operatorname{tg}\rho = \mu$ et $\operatorname{tg}\rho' = \mu'$.

4. *Rendement* $= \dfrac{\text{travail utilisé}}{\text{travail dépensé}} = \eta.$

Si le coin se meut dans une direction qui forme un angle φ avec la direction de la force, on a :

$$\eta = \frac{\sin\alpha - (\mu + \mu')\cos\beta\cos\gamma + (\mu'\sin\beta\cos\gamma - \mu\cos\beta\sin\gamma)\operatorname{tg}\varphi}{(1-\mu\mu')\sin\alpha + (\mu+\mu')\cos\alpha}.$$

Si $\mu = \mu'$, on a :

$$\eta = \frac{\sin\alpha - 2\mu\cos\beta\cos\gamma + \mu\operatorname{tg}\varphi\sin(\beta-\gamma)}{(1-\mu^2)\sin\alpha + 2\mu\cos\alpha}$$

Si $\mu = \mu'$ et $\beta = \gamma$, on a :

$$\eta = \frac{1}{1+\mu\operatorname{cotg}\frac{\alpha}{2}} = \frac{1}{1+\mu\operatorname{tg}\beta}.$$

Si $\mu = \mu'$ et $\beta = 90°$, on a :

$$\eta = \frac{1-\mu\operatorname{tg}\varphi}{1-\mu^2+2\mu\operatorname{cotg}\alpha}.$$

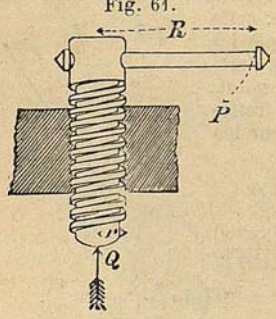
De là, on conclut que η devient maximum lorsque β ou $\gamma = 90°$, et que la force P agit dans la direction de la surface latérale correspondant a l'angle droit.

η est minimum pour $\beta = \gamma$; il croît avec α.

e. Vis.

1. *Vis à filet carré* (fig. 61). Si l'on doit, par une force P appliquée à l'extrémité d'un bras de levier R et au moyen d'une vis à filet carré, vaincre une résistance ou exercer une pression Q, α représentant l'angle que fait la tangente à l'hélice avec le plan perpendiculaire à l'axe, on a :

Fig. 61.



$$\frac{PR}{r} = Q\operatorname{tg}(\alpha+\rho) = Q.\frac{s+2\pi\mu r}{2\pi r+\mu s},$$

où ρ est l'angle de frottement, et r le rayon moyen de la vis (ou de la surface héliçoïdale en contact).

Le rendement est :

$$\eta = \operatorname{tg}\alpha : \operatorname{tg}(\alpha+\rho).$$

Il est maximum pour : $\alpha = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$ (pour $\alpha = 0$ et $\alpha = \frac{\pi}{2} - \rho$, $\eta = 0$). Cette valeur maxima de η exige une inclinaison de filet passablement grande, ce qui force à employer des vis à plusieurs filets ; pour produire de grandes pressions, en se basant sur ce rendement, on arrive souvent à des résultats très désavantageux (dans les presses $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}04$).

2. *Vis à filet triangulaire.* Soient r le rayon moyen de la surface héliçoïdale en contact, β l'angle que fait la ligne génératrice de la surface héliçoïdale avec le plan perpendiculaire à l'axe et α l'angle que fait avec le même plan la tangente à l'hélice de rayon moyen ; on a :

$$\frac{PR}{r} = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \mu\cos\alpha\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha+\operatorname{tg}^2\beta}}{1-\mu\sin\alpha\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha+\operatorname{tg}^2\beta}}Q.$$

On conclut de cette formule que la force $\frac{PR}{r}$ croît avec l'angle β, elle est minima pour $\beta = 0$, c'est-à-dire pour le cas où le filet est carré, c'est pourquoi celui-ci est employé avantageusement dans les récepteurs, tandis que le filet triangulaire est préférable dans les assemblages.

La section du filet étant ordinairement un triangle isocèle, l'angle 2β à peu près égal à 55° et l'angle d'inclinaison α relativement petit, on peut écrire la formule :

$$\frac{PR}{r} = \frac{\operatorname{tg}\alpha + 1.15\,\mu}{1-1{,}15\,\mu\operatorname{tg}\alpha}Q.$$

Dans les *vis d'assemblage*, outre le frottement produit par la surface héliçoïdale, on doit tenir compte de celui produit par l'écrou sur la surface lui servant d'appui.

Si j'appelle μ' le coefficient de frottement de l'écrou sur sa surface d'appui, on a pour les écrous de dimensions ordinaires :

$$P' = \frac{PR}{r} = \left[\frac{\operatorname{tg}\alpha \pm 1.15\,\mu}{1 \mp 1{,}15\,\mu\operatorname{tg}\alpha} \pm \frac{14}{9}\mu'\right]Q.$$

Le signe supérieur donne la force nécessaire pour le serrage, et l'inférieur, la force qu'il faut vaincre pour effectuer le desserrage de l'écrou ; ces forces sont toutes deux réduites à la circonférence de la vis.

Si l'on prend pour le fer frottant sur fer $\mu = \mu' = 0{,}16$, et pour $tg\alpha$ les valeurs limites données par l'échelle de Withworth (sixième partie de l'ouvrage), on obtient pour

$$\operatorname{tg}\alpha = 0{,}035 \qquad P' = 0{,}47\,Q$$
$$\operatorname{tg}\alpha = 0{,}064 \qquad P' = 0{,}50\,Q.$$

Pour la force nécessaire au serrage et réduite au bras de levier r, on a approximativement :

$$P' = \tfrac{1}{2}Q.$$

Pour que la vis ne retourne pas d'elle-même en arrière, on doit avoir :

$$\operatorname{tg}\alpha < \frac{1.15\,\mu + \frac{14}{9}\mu'}{1-1{,}15.\frac{14}{9}\mu\mu'} ;$$

pour la valeur que nous avons donnée plus haut à μ et μ' :

$$\operatorname{tg}\alpha < 0{,}455 ; \qquad \alpha < 24°.$$

II. GÉODYNAMIQUE

A. DÉFINITIONS. MESURE DES FORCES

1. Par *vitesse* v en un moment donné, on entend le quotient de l'élément de chemin ds divisé par l'élément de temps dt au moment considéré : $v = \frac{ds}{dt}$. Dans le mouvement uniforme, la vitesse est constante et représente le chemin parcouru pendant l'unité de temps.

2. On entend par *accélération* d'un mouvement quelconque, en un moment donné, le quotient de la variation de vitesse divisée par l'accroissement du temps au moment considéré, c'est-à-dire : $f = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}$. Dans le mouvement uniformément accéléré ou retardé, l'accélération est une quantité constante égale à la variation de la vitesse pendant l'unité de temps.

3. La *grandeur d'une force* ou son *intensité* P se mesure par le produit de la masse m d'un corps quelconque par l'accélération f que cette force communique à ce corps : c'est-à-dire : $P = mf$.

D'après cela, on voit que l'*accélération* f peut être considérée comme la force agissant sur l'unité de masse : dans ce sens, elle prend le nom de *force accélératrice* pour la distinguer de la *force motrice totale*. On a :

$$P = mf = m\frac{dv}{dt} = m\frac{d^2s}{dt^2}.$$

4. Dans le cas spécial où la force motrice est la gravité ou pesanteur, $f = g$ (v. p. 151), et l'on a pour le poids d'un corps la relation : $G = mg$; de là, $m = \frac{G}{g}$, c'est-à-dire que *la masse d'un corps* est égale au poids du corps divisé par l'accélération de la pesanteur. *L'unité de masse* est donc la masse d'un corps dont le poids est exprimé par le même nombre que l'accélération g de la pesanteur.

5. On nomme *poids spécifique* γ (moyen) d'un corps, le poids (moyen) de l'unité de volume de ce corps.

D'après cela, si V est le volume d'un corps, son poids absolu est : $G = V\gamma$.

Le rapport du poids d'un certain volume d'un corps au poids du même volume d'eau (à 4° C.) se nomme la *densité du corps*.

6. On appelle *travail d'une force* le produit de cette force par le chemin que parcourt son point d'application dans la direction de la force.

7. Le produit de la force par la vitesse, produit que l'on peut appeler la *puissance de travail*, se mesure au moyen du nombre de

kilogrammètres (*kgm*) *produits dans une seconde.* 75 de ces unités forment ce qu'on appelle un *cheval-vapeur* *).

8. On appelle *force vive* ou *puissance vive d'une masse en mouvement*, la moitié du produit de cette masse par le carré de la vitesse qu'elle possède.

9. Le produit de la masse d'un corps par sa vitesse porte le nom de *quantité de mouvement du corps* ; le produit d'une force par la durée de son action porte le nom d'*impulsion de la force.*

B. LOIS DU MOUVEMENT

I. MOUVEMENT D'UN POINT

a. Mouvement rectiligne

$m =$ masse ; $P =$ force ; $s =$ espace ; $v =$ vitesse ; $f =$ accélération ; $t =$ temps.

1. *Mouvement rectiligne quelconque.* Pour obtenir le mouvement lorsqu'on connaît les forces, ou réciproquement, pour obtenir les forces le mouvement étant connu, on se sert de l'équation suivante :

$$P = mf = m\frac{dv}{dt} = m\frac{d^2s}{dt^2}.$$

Le mouvement rectiligne d'un point est déterminé s'il existe une quatrième relation entre les quantités s, t, v, f, en dehors des égalités :

$$v = \frac{ds}{dt}; \quad f = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}$$

et la relation conséquence de ces deux égalités :

$$vdv = fds.$$

Les cas se présentant le plus fréquemment sont les suivants :

1° On donne : $s = F(t)$. Dans ce cas, on trouve v en prenant la première dérivée de $F(t)$ par rapport à t, et f se trouve en prenant, aussi par rapport à t, la deuxième dérivée de cette fonction, c'est-à-dire :

$$v = \frac{dF(t)}{dt}; \quad f = \frac{d^2F(t)}{dt^2}.$$

2° On donne : $v = F(t)$.

Dans ce cas, $s = s_0 + \int_0^t F(t)\,dt$, s_0 étant le chemin correspondant au temps 0; de plus, on a : $f = \frac{dF(t)}{dt}$.

*) Voir appendice : Table des chevaux-vapeur des différents pays

3° On donne : $f = F(t)$.

On a alors : $v = v_0 + \int_0^t F(t)\,dt$ et $s = s_0 + \int_0^t v dt$, s_0 et v_0 étant les valeurs de s et de v pour le temps 0.

4° On donne : $f = F(s)$.

Dans ce cas, on a : $\frac{v^2}{2} = \text{Const.} + \int F(s)\,ds$ et $t = \text{Const.} + \int \frac{ds}{v}$.

5° On donne : $f = F(v)$.

On a alors : $t = \int_{v_0}^{v} \frac{dv}{F(v)}$ et $s = s_0 + \int_{v_0}^{v} \frac{v}{F(v)}\,dv$, où s_0 et v_0 sont le chemin et la vitesse pour le temps 0.

6° On donne : $v = F(s)$.

On a : $t = \int_{s_0}^{s} \frac{ds}{F(s)}$, s_0 = chemin correspondant au temps 0 et $f = F(s)\frac{dF(s)}{ds}$.

Relation entre l'impulsion et la quantité de mouvement :

$$mv - mv_0 = \int_0^t P dt,$$

c'est-à-dire :

L'accroissement de la quantité de mouvement pendant le temps t est égale à l'impulsion de la force pendant ce temps.

Relation entre le travail et la force vive :

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = \int_{s_0}^{s} P ds$$

c'est-à-dire : Le gain ou la perte en *force vive*, effectuée dans le chemin (s—s_0) est égale au *travail que la force* produit en parcourant ce chemin. Si la force P est constante, ce théorème est représenté par l'équation :

$$\frac{v^2 - v_0^2}{2} m = P(s - s_0) \text{ ou } \frac{v^2 - v_0^2}{2g} G = P(s - s_0),$$

où G réprésente le poids de la masse mise en mouvement, et g l'accélération de la pesanteur (v. 4, p. 151).

2. Dans le *mouvement uniforme*, l'accélération et la force sont égales à 0.

Soient (au commencement du mouvement) : s_0 la distance du point mobile à une origine ou point fixe A, et v_0 la vitesse initiale de ce mobile : la vitesse après un temps quelconque t est $v = v_0$, et la distance qui sépare le point de l'origine A, après le même temps est :

$$s = s_0 + v_0 t.$$

3. *Mouvement uniformément varié. Chute des corps dans le vide.*

Si les notations restent les mêmes que dans 1, et que g soit l'accélération de la pesanteur, on a :

$$v = v_0 + gt \text{ et } s = s_0 + v_0 t + \frac{gt^2}{2}.$$

Si s_0 et $v_0 = 0$, on a :

$$v = gt = \sqrt{2gs}\,; \quad t = \frac{v}{g} = \sqrt{\frac{2s}{g}}\,; \quad s = \frac{gt^2}{2} = \frac{v^2}{2g}.$$

L'expression $\frac{v^2}{2g}$ porte le nom de *hauteur de la vitesse*, aussi bien dans le cas où cette vitesse est produite par une chute que par une autre cause.

4. *Mouvement uniformément retardé.* (*Mouvement d'un corps lancé verticalement dans le vide.*) Dans ce cas, on a :

$$v = v_0 - gt\,; \quad s = s_0 + v_0 t - \frac{gt^2}{2}.$$

La hauteur à laquelle parvient le corps est : $h = \frac{v_0^2}{2g}$.

Le corps en montant et en redescendant passe par les mêmes points et possède, dans les deux sens, en chacun de ces points des vitesses égales (mais de sens opposé) ; par conséquent, le temps qu'il a fallu au corps pour arriver au point culminant à partir d'un point quelconque de sa trajectoire, et le temps qu'il a mis en redescendant pour parcourir le même chemin, mais en sens contraire, sont des temps égaux.

Dans la chute libre des corps, si φ est la latitude géographique, on a d'après Borda :

$$g = 9{,}80557\,(1 - 0{,}002588 \cos 2\varphi) \text{ mètres.}$$

Pour la latitude 50°, on a :

système métrique : $g = 9{,}81\ m$; $\frac{1}{g} = 0{,}102$; $\sqrt{2g} = 4{,}429$, $\frac{1}{2g} = 0{,}051$

mesures anglaises : $g = 32{,}18'$; $\frac{1}{g} = 0{,}031$; $\sqrt{2g} = 8{,}022$,

mesures prussiennes : $g = 31{,}25'$; $\frac{1}{g} = 0{,}032$; $\sqrt{2g} = 7{,}906$.

Dans le cas où le corps se trouve sur un plan incliné, l'accélération est $g_1 = g(\sin\alpha - \mu\cos\alpha)$, où μ est le coefficient de frottement, et α l'angle d'inclinaison du plan.

Tableau de la hauteur de chute pour des vitesses finales comprises entre 0 *et* 30 *m* *).

$v = \sqrt{2gh}$	$h = \frac{v^2}{2g}$	$v = \sqrt{2gh}$	$h = \frac{v^2}{2g}$	$v = \sqrt{2gh}$	$h = \frac{v^2}{2g}$	$v = \sqrt{2gh}$	$h = \frac{v^2}{2g}$
0,00	0,000000	1,45	0,10716	3,3	0,55504	11,0	6,1672
0,05	0,000127	1,50	0,11468	3,4	0,58919	11,5	6,7406
0,10	0,000510	1,55	0,12245	3,5	0,62436	12,0	7,3394
0,15	0,001147	1,60	0,13048	3,6	0,66055	12,5	7,9638
0,20	0,002039	1,65	0,13876	3,7	0,69776	13,0	8,6137
0,25	0,003186	1,70	0,14730	3,8	0,73598	13,5	9,2890
0,30	0,004587	1,75	0,15609	3,9	0,77523	14,0	9,9898
0,35	0,006244	1,80	0,16514	4,0	0,81549	14,5	10,7161
0,40	0,008155	1,85	0,17444	4,1	0,85678	15,0	11,4679
0,45	0,010321	1,90	0,18400	4,2	0,89908	15,5	12,2452
0,50	0,012742	1,95	0,19381	4,3	0,94241	16,0	13,0479
0,55	0,015418	2,00	0,20387	4,4	0,98675	16,5	13,8761
0,60	0,018349	2,05	0,21419	4,5	1,0321	17,0	14,7299
0,65	0,021534	2,10	0,22477	4,6	1,0785	17,5	15,6091
0,70	0,024975	2,15	0,23560	4,7	1,1259	18,0	16,5138
0,75	0,028670	2,20	0,24669	4,8	1,1743	18,5	17,4439
0,80	0,032620	2,25	0,25803	4,9	1,2238	19,0	18,3996
0,85	0,036825	2,30	0,26962	5,0	1,2742	19,5	19,3807
0,90	0,041284	2 35	0,28147	5,5	1,5418	20	20,3874
0,95	0,045999	2,40	0,29358	6,0	1,8349	21	22,4771
1,00	0,050968	2,45	0,30594	6,5	2,1534	22	24,6687
1,05	0,056193	2,50	0,31855	7,0	2,4975	23	26,9623
1,10	0,061672	2,6	0,34455	7,5	2,8670	24	29,3578
1,15	0,067406	2,7	0,37156	8,0	3,2620	25	31,8552
1,20	0,073394	2,8	0,39959	8.5	3,6825	26	34,4546
1,25	0,079638	2,9	0,42864	9,0	4,1284	27	37,1560
1,30	0,086137	3,0	0,45872	9,5	4,5999	28	39,9592
1,35	0,092890	3,1	0,48981	10,0	5,0968	29	42,8644
1,40	0,099898	3,2	0,52192	10,5	5,6193	30	45,8716

*) En supposant $g = 9{,}810\ m$.

b. Mouvement curviligne.

1. Soient x, y, z les coordonnées d'un point mobile, v sa vitesse, f son accélération, et (v, x) (v, y) (v, z); (f, x) (f, y) (f, z) les angles que font les directions positives de v et f avec les directions positives des axes des coordonnées (x, y, z) (dans ce qui suivra, nous désignerons toujours par (m, n) l'angle que forment entre elles les directions positives de deux droites m et n); les composantes de la vitesse suivant les trois axes sont :

$$v_x = v \cos(v, x) = \frac{dx}{dt}; \quad v_y = v \cos(v, y) = \frac{dy}{dt};$$

$$v_z = v \cos(v, z) = \frac{dz}{dt};$$

et suivant la direction quelconque n :

$$v_n = v \cos(v, n) = \frac{dn}{dt};$$

de plus, on a : $$v^2 = \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2.$$

De même, les composantes de l'accélération suivant les trois axes sont :

$$f_x = f \cos(f, x) = \frac{d^2x}{dt^2}, \quad f_y = f \cos(f, y) = \frac{d^2y}{dt^2},$$

$$f_z = f \cos(f, z) = \frac{d^2z}{dt^2};$$

et suivant une direction quelconque n :

$$f_n = f \cos(f, n) = \frac{d^2n}{dt^2};$$

de plus, on a : $$f^2 = \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2z}{dt^2}\right)^2.$$

On compose et décompose les vitesses et accélérations comme des forces (v. p. 119).

On trouve la composante de la force motrice suivant une direction quelconque, en multipliant la composante de l'accélération suivant cette direction par la masse du corps en mouvement, ainsi :

$$P_x = P \cos(P, x) = m \frac{d^2x}{dt^2}; \quad P_y = P \cos(P, y) = m \frac{d^2y}{dt^2};$$

$$P_z = P \cos(P, z) = m \frac{d^2z}{dt^2}; \quad P_n = P \cos(P, n) = m \frac{d^2n}{dt^2}.$$

2. La composante de la force suivant la tangente de la trajectoire du point, c'est-à-dire suivant la direction instantanée de la vitesse, est :

$$P \cos(P, v) = m \frac{dv}{dt}.$$

La composante de la force suivant une direction perpendiculaire, c'est-à-dire, dans la direction du rayon de courbure ρ et dans le sens de la concavité de la courbe, est :

$$P\cos(P,\rho) = m\frac{v^2}{\rho}.$$

Si la trajectoire est un cercle de rayon r, cette force est la *force centripète* qui est égale à $m\frac{v^2}{r} = m\omega^2 r$, ω représentant la vitesse angulaire. La force égale et directement opposée porte le nom de *force centrifuge*.

Si l'on désigne par :
t le temps d'une révolution,
G le poids en kilogrammes de la masse m
r le rayon en mètres,
n le nombre de tours par minute,
l'expression de la force centrifuge peut s'écrire :

$$m\omega^2 r = 0{,}102\, G\omega^2 r = 4{,}0284\,\frac{Gr}{t^2} = 0{,}00112\, n^2 Gr.$$

3. Si l'on rapporte la trajectoire du point mobile dans le plan xy à un système de coordonnées polaires r et φ, et que n désigne la direction normale au rayon instantané r de manière que la partie positive de cette direction se trouve dans le sens des angles croissants (φ), on a pour les équations de mouvement données dans 2, en conservant les coordonnées z :

$$P\cos(P,r) = m\left[\frac{d^2r}{dt^2} - r\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\right]; \quad rP\cos(P,n) = m\frac{d\left(r^2\frac{d\varphi}{dt}\right)}{dt};$$

$$P\cos(P,z) = m\frac{d^2z}{dt^2}.$$

$\frac{1}{2}r^2\frac{d\varphi}{dt}$ porte le nom de *vitesse aréolaire*, et $\frac{d\left(\frac{r^2}{2}\frac{d\varphi}{dt}\right)}{dt}$, celui d'*accélération aréolaire* de la masse m dans le plan (r,φ).

Si le mouvement est un *mouvement central*, c'est-à-dire si la force motrice passe toujours par un point fixe, la vitesse aréolaire est constante, et par suite, l'accélération aréolaire est égale à 0.

4. *La relation entre l'impulsion et la quantité de mouvement* s'applique à chaque direction de la vitesse.

Si p est une direction quelconque, et $v_p = v\cos(v,p)$ la composante de la vitesse suivant cette direction, on a :

$$mv_p - m(v_p)_0 = \int_0^t P\cos(P,p)\,dt,$$

où $(v_p)_0$ représente la composante de la vitesse dans la direction p pour le temps O.

La relation entre le travail et la force vive s'exprime par :

$$\int_{s_0}^{s} P \cos(P,ds)\, ds = \tfrac{1}{2} mv^2 - \tfrac{1}{2} mv_0^2,$$

où v_0 et s_0 sont les valeurs initiales correspondant à v et à s.

Si le mouvement est un *mouvement central*, et que la force motrice soit une fonction du rayon instantané r (distance de la masse au point central), c'est-à-dire, si l'on a : $P = mf(r)$, la relation précédente devient :

$$\tfrac{1}{2} mv^2 - \tfrac{1}{2} mv_0^2 = m \int_{r_0}^{r} f(r)\, dr = m\,[F(r) - F(r_0)].$$

La vitesse v est donc, dans ce cas, une fonction seulement de la distance instantanée (r) de la masse au point central.

Le même résultat existe si, outre la force motrice, il existe une deuxième force dont la direction est toujours normale à la vitesse v.

Si l'expression $P \cos(P, ds)\, ds = Xdx + Ydy + Zdz$ est la différentielle totale d'une certaine fonction $F(x, y, z)$, l'équation $F(x, y, z) = c$ représente un système de surfaces (*surfaces de niveau*) si l'on suppose c pouvant prendre toutes les valeurs imaginables.

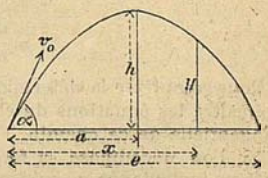
La force vive d'un point matériel reste constante aussi longtemps que ce point se meut sur une surface de niveau, et que par suite, la force motrice résultante reste perpendiculaire à la surface de niveau.

Si un point quelconque (x_0, y_0, z_0) d'une de ces surfaces $F(x_0, y_0, z_0) = c_0$ se meut jusqu'en un point quelconque d'une autre surface de niveau $F(x_1, y_1, z_1) = c_1$, l'accroissement de force vive est constant, quelles que soient les positions des points sur les surfaces de niveau auxquelles ils appartiennent ; cet accroissement est :

$$\tfrac{1}{2} mv_1^2 - \tfrac{1}{2} mv_0^2 = c_1 - c_0.$$

5. *Mouvement d'un projectile*, sans tenir compte de la résistance de l'air (fig. 62). La trajectoire du projectile est une parabole dont l'équation, rapportée au sommet, est :

Fig. 62.



$$x^2 = \frac{2 v_0^2 \cos^2 \alpha}{g}\, y,$$

où v_0 est la vitesse initiale du projectile, α l'angle qu'elle forme avec l'horizon, et g l'accélération de la gravité. L'*ordonnée* après un temps quelconque t est :

$$y = v_0 t \sin\alpha - \frac{gt^2}{2} = x \operatorname{tg}\alpha - \frac{g}{2 v_0^2 \cos^2\alpha} x^2.$$

L'abscisse après un temps quelconque t est

$$x = v_0 t \cos\alpha.$$

La *vitesse* au point ayant l'ordonnée y est :

$$v = \sqrt{v_0^2 - 2gy}.$$

La composante verticale et la composante horizontale de cette vitesse sont : $v_0 \sin\alpha - gt$ et $v_0 \cos\alpha$.

Le rayon de courbure en ce point est : $\rho \frac{v^2}{g \sin\alpha}$.

La *portée* est égale à $\frac{v_0^2}{g} \sin 2\alpha$; elle est maxima pour $\alpha = 45°$.

La hauteur du jet est : $h = \frac{v_0^2}{2g} \sin^2\alpha$.

Pour atteindre un point à la distance e, on doit prendre : $\sin 2\alpha = \frac{ge}{v_0^2}$.

6. Si, dans son mouvement, un point matériel est contraint à se mouvoir sur une courbe ou sur une surface, ce point a un mouvement non libre ou *assujetti*. Ce mouvement peut être ramené à un mouvement libre en composant en une résultante unique (*force effective*), la force motrice et la résistance de la courbe ou de la surface, et en considérant cette force effective comme force motrice du mouvement. La résistance N du chemin (courbe ou surface) parcouru est formée de deux composantes : l'une normale au chemin et l'autre dirigée suivant la tangente à ce chemin et dépendant de la nature de ce chemin (en général, cette dernière composante n'est autre que le frottement du point sur le chemin à parcourir).

E désignant la force effective, P la force motrice, et ces lettres avec des indices représentant les composantes suivant les axes correspondants, on obtient pour équations du mouvement :

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = P_x + N_x; \qquad m\frac{d^2y}{dt^2} = P_y + N_y;$$

$$m\frac{d^2z}{dt^2} = P_z + N_z.$$

Pour compléter la détermination du mouvement, il faudrait encore connaître les équations du chemin à décrire ainsi que la résistance tangentielle de ce chemin.

Si l'on décompose la force effective suivant la direction de la vitesse instantanée v, suivant le rayon de courbure ρ de la courbe du mouvement et suivant une direction n normale aux deux autres directions, on a les équations :

$$E\cos(E,v) = P\cos(P,v) + N\cos(N,v) = m\frac{dv}{dt},$$

$$E\sin(E,v) = E\cos(E,\rho) = P\cos(P,\rho) + N\cos(N,\rho) = m\frac{v^2}{\rho},$$

$$P\cos(P,n) + N\cos(N,n) = 0.$$

Si N_1 est la résistance normale du chemin, $-\mu N_1 = N\cos(N,v)$ est la résistance tangentielle lorsque celle-ci est engendrée exclusivement par le frottement du point matériel sur le chemin, μ étant le coefficient de frottement.

Si le chemin à décrire est une courbe, la trajectoire (ou courbe du mouvement) du point matériel est précisément représentée par cette courbe ; si ce chemin est une surface, la courbe du mouvement se trouve en entier dans cette surface, et la résultante des forces

$$P\cos(P,\rho) - m\frac{v^2}{\rho} \text{ et } P\cos(P,n)$$

doit être normale à la surface et dirigée dans le sens où elle tend à appliquer le corps contre cette surface ; c'est une condition qui, dans ce cas, doit être jointe à celles ci-dessus.

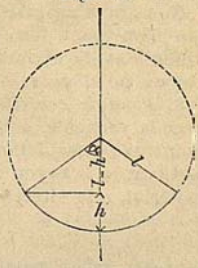
La pression sur le chemin est égale et directement opposée à la réaction du chemin : c'est une conséquence des relations ci-dessus.

La *relation entre la force vive et le travail* est ici :

$$\tfrac{1}{2}mv^2 - \tfrac{1}{2}mv_0^2 = \int_{s_0}^{s} E\cos(E,ds)ds = \int_{s_0}^{s} P\cos(P,v)ds + \int_{s_0}^{s} N\cos(N,v)\,ds.$$

S'il n'existe pas de résistance tangentielle, le dernier terme disparaît, et alors, la relation redevient ce qu'elle était dans 4. Si le frottement constitue à lui seul la résistance tangentielle, ce dernier terme devient : $-\int_{s_0}^{s} \mu N_1\, ds$.

Fig. 63.



7. *Pendule simple.*

a. Pendule circulaire (fig. 63). Si α désigne la moitié de l'angle d'amplitude, l la longueur du pendule, h la hauteur de chute de la masse : le temps que dure une oscillation simple (temps compris entre deux passages consécutifs de la masse par la verticale) est donné par la formule.

$$T = \pi\sqrt{\frac{l}{g}}\left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2\sin^2\frac{\alpha}{2} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2\sin^4\frac{\alpha}{2} + \ldots\right],$$

ou encore :

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \frac{h}{2l} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \left(\frac{h}{2l}\right)^2 + \dots \right].$$

Si α est très petit, on a approximativement :

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}},$$

c'est-à-dire la durée de l'oscillation est indépendante de l'amplitude; c'est ce qu'on exprime en disant que le pendule est isochrone pour de faibles oscillations. La longueur du pendule battant la seconde pour le 50° de latitude nord est égal à $0^m,9938$.

La tension N dans le fil auquel est suspendue la masse m, est maxima au point le plus bas et égale en ce point à

$$N = mg \frac{l + 2h}{l}.$$

Si $\alpha > \frac{\pi}{2}$, cette tension devient égale à 0 à une hauteur du point de suspension égale à $\frac{2}{3}(h - l)$; si la vitesse au point le plus bas est $\geqq \sqrt{3lg}$, la masse parcourt le cercle entier et occasionne dans le fil une tension N, qui au point le plus haut est $\geqq 0$, et au point le plus bas $\geqq 6mg$, qui est l'expression de six fois le poids de la masse m.

b. Pendule cycloïdal. Dans ce pendule, le point se meut sur une cycloïde ; la durée d'une oscillation est représentée exactement par :

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{r}{g}},$$

où r représente le rayon du cercle générateur (voir p. 94). La durée de l'oscillation est par conséquent complètement indépendante de l'amplitude (pendule complètement isochrone).

Une autre propriété de la cycloïde est que : De toutes les courbes que l'on peut faire passer par deux points situés à des hauteurs différentes, la cycloïde à base horizontale est celle qui est parcourue par un point grave dans le minimum de temps.

8. *Pendule centrifuge ou conique.* Soient α l'angle que fait le fil avec la verticale, h la hauteur du pendule, c'est-à-dire la distance du point fixe d'oscillation au plan dans lequel se meut le point matériel oscillant, r le rayon de la circonférence de cercle décrite par ce point matériel, v la vitesse et m la masse de ce point, on a :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v^2}{rg}, \qquad h = g \frac{r^2}{v^2};$$

la durée d'une révolution est :

$$T = 2\pi \frac{r}{v} = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}},$$

et la tension dans le fil est :

$$N = m\sqrt{g^2 + \frac{v^4}{r^2}}.$$

9. *Mouvement relatif d'un point et équilibre relatif.*

Si l'on rapporte le mouvement d'un point à un système de coordonnées qui lui-même est en mouvement par rapport à un deuxième système de coordonnées fixe, le mouvement de ce point par rapport au système mobile porte le nom de *mouvement relatif* du point; la force qui serait nécessaire pour produire ce mouvement si le système mobile était fixe, porte le nom de *force relative*, et la trajectoire du point rapportée à ce système mobile, porte le nom de *trajectoire relative*. Le mouvement du point par rapport au système de coordonnées fixe, porte le nom de *mouvement absolu* du point; la force qui produit ce mouvement : *force absolue* et la courbe décrite : *trajectoire absolue*.

On nomme *mouvement d'entraînement*, le mouvement du système mobile par rapport au système fixe.

En prenant la force relative comme force motrice, on peut considérer le mouvement relatif comme un mouvement absolu, et toutes les lois qui sont contenues dans les paragraphes précédents sont alors applicables.

Vitesse relative. La vitesse relative d'un point est la résultante de la vitesse absolue de ce point et de la vitesse égale et opposée à celle que possède le point du système mobile se confondant instantanément avec le point considéré. En d'autres termes : *La vitesse absolue est la résultante de la vitesse d'entraînement et de la vitesse relative.*

a. Le système mobile se déplace de manière que les axes des deux systèmes restent parallèles. Soient x, y, z les coordonnées du point considéré par rapport au système mobile; a, b, c les coordonnées de l'origine de celui-ci par rapport au système fixe, et E_x, E_y, E_z les composantes suivant les trois axes de la force effective absolue qui produit le mouvement, on a alors les équations de mouvement du mouvement relatif :

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = E_x - m\frac{d^2a}{dt^2}; \quad m\frac{d^2y}{dt^2} = E_y - m\frac{d^2b}{dt^2};$$

$$m\frac{d^2z}{dt^2} = E_z - m\frac{d^2c}{dt^2}.$$

La force motrice relative d'un point est donc la résultante de la force motrice absolue et de la force qui donne au point coïncidant du système mobile l'accélération de direction contraire à celle qu'il possède.

b. L'origine et l'axe des z des deux systèmes se confondent, et le système mobile tourne autour de cet axe. Dans le plan des xy des

deux systèmes, faisons usage des coordonnées polaires (voir 3, page 154). Le système mobile a par rapport au système fixe une vitesse angulaire ω, le point mobile a par rapport au système mobile les coordonnées r et φ, par conséquent sa vitesse angulaire par rapport à ce système est :

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \text{ (v. p. 162)};$$

par rapport au système fixe, il a les coordonnées r et φ', et par conséquent une vitesse angulaire égale à

$$\omega_0 = \frac{d\varphi'}{dt}.$$

Si P représente la force motrice relative, et que E conserve la signification que nous en avons donnée en a, les équations de mouvement du mouvement relatif sont :

$$P\cos(P,r) = m\left[\frac{d^2r}{dt^2} - r\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\right] = E\cos(E,r) + m(rw^2 + 2rw\omega),$$

$$P\cos(P,n) = m\left(2\frac{dr}{dt}\frac{d\varphi}{dt} + r\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)$$

$$= E\cos(E,n) - m\left(r\frac{dw}{dt} + 2\frac{dr}{dt}w\right)$$

ou en multipliant par r :

$$rP\cos(P,n) = m\frac{d\left(r^2\frac{d}{dt}\right)}{dt} = Er\cos(E,n) - m\frac{d(r^2w)}{dt}.$$

Les deux forces $m \cdot 2rw\omega$ (de direction r) et $-m \cdot 2\frac{dr}{dt}w$ (de direction n) ont une résultante

$$m \cdot 2v\sin(v,z)\,w$$

toujours normale à v *sin* (v, z), c'est-à-dire à la direction de la vitesse relative instantanée dans le plan (r,φ) ; cette résultante est appelée *force centrifuge composée*. Sa direction est celle de l'axe de rotation autour duquel on peut, par le plus court trajet, (c'est-à-dire en décrivant l'angle aigu dans le sens positif) amener la partie positive de la direction de la vitesse relative v dans la direction de la partie positive de l'axe des z.

En d'autres termes, et d'une façon générale : Un observateur ayant les pieds au point considéré et la tête dans la direction de la force centrifuge composée, doit voir la vitesse relative dirigée à droite de l'axe instantané.

La force relative se compose donc 1° de la force absolue E, 2° de la force de direction opposée à celle qui communique l'accélération du point coïncidant du système mobile (cette force dans notre cas se compose de la force centrifuge mrw^2 agissant dans la direction de r

et de la force $mr\frac{dw}{dt}$ qui donne au point mobile l'accélération angulaire de direction opposée à celle du point coïncidant à l'instant considéré et faisant partie du système mobile) et 3° de la force centrifuge composée $2\,mwv\sin(v,z)$ de direction indiquée plus haut.

En d'autres termes : *L'accélération absolue est la résultante de l'accélération d'entraînement, de l'accélération relative et de l'accélération centrifuge composée* *).

10. Si, outre son mouvement de rotation, le système se déplace parallèlement à lui-même, on doit, aux forces mentionnées dans 2, ajouter celle indiquée dans 1.

Si l'on appelle Q la force opposée à celle qui produit le déplacement parallèle du système mobile, et que l'on conserve les anciennes notations, la relation entre la force vive et le travail pour le mouvement relatif devient :

$$\tfrac{1}{2}mv^2 - \tfrac{1}{2}mv_0^2 = \int_{s_0}^{s} E\cos(E,ds)\,ds + \int_{s_0}^{s} Q\cos(Q,ds)\,ds$$
$$+ m\int_{r_0}^{r} w^2 r\,dr - m\int_{\varphi_0}^{\varphi} r^2\frac{dw}{dt}\,d\varphi.$$

S'il n'y a pas de mouvement de translation et que le mouvement de rotation soit uniforme, on a :

$$\tfrac{1}{2}mv^2 - \tfrac{1}{2}mv_0^2 = \int_{s_0}^{s} E\cos(E,ds)\,ds + \tfrac{1}{2}mw^2(r^2 - r_0^2).$$

Pour *l'équilibre relatif*, il faut que les composantes de la force relative suivant les trois axes soient égales à 0 ; par conséquent, en faisant usage des mêmes notations que précédemment, on a :

$$P_x = E_x - m\frac{d^2a}{dt^2} + mrw^2\cos(r,x) - mr\frac{dw}{dt}\cos(n,x)$$
$$+ m\,.\,2rw\omega\cos(r,x)$$
$$- m\,.\,2\frac{dr}{dt}w\cos(n,x) = 0.$$

Les projections de la force suivant les axes y et z s'obtiennent de la même manière.

Pour le repos relatif, ω et $\frac{dr}{dt}$ sont nuls, et par conséquent, les deux derniers termes de la dernière équation disparaissent.

*) Ce théorème est connu sous le nom de théorème de Coriolis.

II. MOUVEMENT D'UN CORPS.

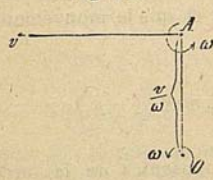
a. Rotation d'un corps autour d'un axe fixe

1. Si φ est l'angle de rotation au bout du temps t, c'est-à-dire la longueur de l'arc à la distance 1 de l'axe de rotation, $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ est la *vitesse angulaire* au moment considéré (c'est-à-dire la vitesse d'un point se trouvant à la distance 1 de l'axe de rotation), et $\frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ est *l'accélération angulaire.*

2. *Composition et décomposition des mouvements de rotation.* Un mouvement de rotation est déterminé par une portion de l'axe de rotation dont la longueur correspond à la grandeur de la vitesse angulaire du mouvement. Si, pour un observateur, le mouvement a lieu dans le sens des aiguilles d'une montre (mouvement à sens positif), on porte cette longueur dans la direction du point où se trouve l'observateur: s'il a lieu en sens contraire, la longueur est portée dans le sens négatif, c'est-à-dire dans la direction opposée au même observateur.

On peut avec cette convention composer et décomposer les mouvements de rotation comme si l'on était en présence de forces.

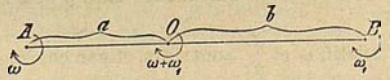
Fig. 64.



a. Une rotation de vitesse angulaire ω autour d'un axe A (fig. 64) peut être composée, avec une vitesse v normale à cet axe, en une rotation unique de même sens et de même vitesse angulaire que la première autour d'un axe O parallèle à l'axe de rotation donné, et se trouvant de cet axe à une distance $\frac{v}{\omega}$ mesurée sur la perpendiculaire élevée en A à la direction de v.

b. Deux rotations de même sens autour d'axes parallèles A et B, (fig. 65) ayant des vitesses angulaires ω et ω_1, ont pour résultante un troisième axe de rotation O se trouvant dans le plan des deux premiers, et ayant une vitesse angulaire égale à $\omega + \omega_1$. Cet axe se trouve entre A et B à une distance de A égale à $a = \frac{\omega_1}{\omega + \omega_1}(a + b)$.

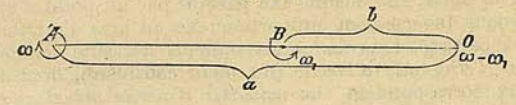
Fig. 65.



Si les rotations ont lieu en sens contraire (fig. 66), la vitesse angulaire de l'axe résultant O est $\omega - \omega_1$, et a le même sens que la plus

grande des vitesses angulaires des axes composants. L'axe résultant se trouve à une distance de A égale à : $a = \frac{-\omega_1}{\omega - \omega_1}(a - b)$.

Fig. 66.



c. Si un corps tourne autour de trois axes concourant en un même point, et que le sens de la rotation et les vitesses de ces axes soient donnés (d'après 2), le mouvement de rotation résultant est déterminé par la diagonale du parallélipipède construit sur les portions des axes représentant les vitesses angulaires de ceux-ci.

3. Si un corps tourne autour d'un axe fixe, si J est le moment d'inertie de ce corps par rapport à l'axe de rotation, M le moment des forces extérieures par rapport au même axe, φ l'angle de rotation et ω la vitesse angulaire, le mouvement de ce corps s'obtient au moyen de l'équation de mouvement :

$$M = J\frac{d\omega}{dt} = J\frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

La relation entre *l'impulsion et la quantité de mouvement* est :

$$J\omega - J\omega_0 = \int_0^t M dt;$$

la relation entre *la force vive et le travail* est :

$$\tfrac{1}{2}J\omega^2 - \tfrac{1}{2}Jw_0^2 = \int_0^{\varphi} M d\varphi.$$

4. *Moment d'inertie. a.* On entend par moment d'inertie d'un corps matériel par rapport à un axe, la somme des produits de tous les éléments de masse de ce corps par le carré des distances respectives de ces éléments à cet axe *).

b. Ce moment d'inertie est représenté en même temps par la masse que l'on devrait appliquer à la distance 1 de l'axe de rotation pour obtenir la même force vive que celle possédée par le corps donné. (C'est la masse réduite à la distance 1 de l'axe.)

c. Si l'on veut remplacer le corps par une masse quelconque m,

*) Par analogie, on nomme moment d'inertie d'une surface par rapport à un axe, la somme des produits de tous les éléments de cette surface par le carré des distances respectives de ces éléments à cet axe.

on doit placer cette masse à une distance de l'axe de rotation égale à $r = \sqrt{\frac{J}{m}}$. La grandeur r porte le nom de *bras* ou *rayon* d'inertie pour la masse m *).

d. Si l'on porte, sur chaque axe passant par un point d'un corps, une longueur inversement proportionnelle au bras d'inertie correspondant à cet axe, tous les points obtenus de cette manière sont situés sur *l'ellipsoïde d'inertie* (du point considéré), dont les axes principaux correspondent aux *moments d'inertie principaux.* Si les moments centrifuges sont nuls, c'est-à-dire, si l'on a

$$\int xydm = 0. \qquad \int xzdm = 0, \qquad \int yzdm = 0,$$

les axes principaux de l'ellipsoïde, nommés *axes d'inertie principaux*, se confondent avec les axes des coordonnées.

e. Si les moments d'inertie principaux pour un point sont égaux à A, B, C, le moment d'inertie par rapport à un axe quelconque passant par ce point et faisant les angles α, β, γ avec ces axes est donné par la relation :

$$J = A\cos^2\alpha + B\cos^2\beta + C\cos^2\gamma.$$

f. Si le centre de gravité se confond avec l'origine des coordonnées, on nomme l'ellipsoïde d'inertie : *ellipsoïde central*, et les axes de cet ellipsoïde : *axes libres*.

g. Si le corps a un plan de symétrie, la normale par chaque point du corps à ce plan, est un axe d'inertie principal du point considéré. Si le corps a un axe de symétrie, cet axe est pour chacun de ses points un des trois axes principaux.

h. Si un corps (surface, ligne) est composé de plusieurs parties, le moment d'inertie de ce corps par rapport à un axe est égal à la somme des moments d'inertie de toutes les parties constituant ce corps par rapport à cet axe.

i. Le *moment d'inertie polaire* d'une figure plane est le moment d'inertie de cette figure par rapport à un axe de rotation perpendiculaire à son plan. Il est égal à la somme des moments d'inertie de la figure par rapport à deux axes quelconques se trouvant dans son plan et se coupant à angle droit sur l'axe de rotation.

k. Si J est le moment d'inertie d'un corps de masse m par rapport à un axe de rotation passant par son centre de gravité, J_1 le moment d'inertie du même corps par rapport à un autre axe parallèle au premier et à une distance e de celui-ci, on a la relation $J_1 = J + me^2$.

l. Si i est le moment d'inertie d'un corps par rapport à un axe passant par son centre de gravité, et i_1 le moment d'inertie d'un autre corps par rapport à un axe parallèle à celui du premier corps et

*) Si m = masse du corps lui-même, p porte le nom de *rayon de giration*.

passant par le centre de gravité de ce deuxième corps : le moment d'inertie des deux corps réunis en un seul, par rapport à l'axe parallèle aux deux autres axes et passant par le centre de gravité du corps composé, est donné par la formule :

$$J = i + i_1 + \frac{m m_1 a^2}{m + m_1},$$

où m et m_1 représentent les masses des corps, et a la distance entre les centres de gravité de ces masses.

m. Dans les cas spéciaux suivants, on a supposé que les corps (surfaces, lignes) de masse m étaient homogènes.

(Le tableau donnant les expressions des moments d'inertie, etc., des sections les plus usuelles se trouve dans la quatrième partie, chap. v).

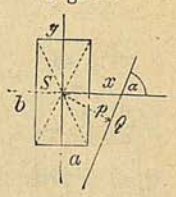
Moment d'inertie J.

1° *Barre* de longueur $2a$ tournant autour d'un axe passant par le centre de gravité de cette barre et formant avec elle un angle droit :

$$J = m \frac{a^2}{3}.$$

2° *Rectangle* (fig. 67) tournant autour de l'axe des x : $J = m \frac{b^2}{12}$; autour de l'axe des y : $J = m \frac{a^2}{12}$; autour d'un axe normal au plan du rectangle passant par son centre de gravité S : $J_p = m \frac{a^2 + b^2}{12}$ (= moment polaire par rapport au centre de gravité).

Fig. 67.



Le moment d'inertie par rapport à un axe quelconque situé dans le plan de ce rectangle et faisant un angle α avec l'axe des x, est :

$$J = m \left(\frac{b^2 \cos^2 \alpha + a^2 \sin^2 \alpha}{12} + p^2 \right),$$

p désignant la distance du centre de ce rectangle à l'axe.

Le moment d'inertie polaire du rectangle par rapport à l'axe de rotation passant par Q, est :

$$J_p = m \left(\frac{a^2 + b^2}{12} + p^2 \right),$$

où p représente la distance de Q au centre du rectangle.

3° *Cercle* tournant autour de son diamètre $2r$:

$$J = m \frac{r^2}{4};$$

Le moment polaire par rapport au centre du cercle, est :

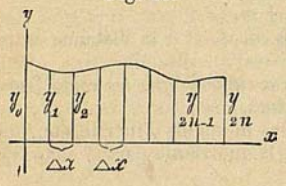
$$J_p = m \frac{r^2}{2}.$$

4° *Triangle* de hauteur h tournant autour d'un axe parallèle à la base et passant par le centre de gravité :

$$J = \frac{1}{36} bh^3;$$

si la base b est l'axe de rotation : $J = \frac{1}{12} bh^3$;

Fig. 68.



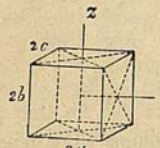
si l'axe passe par le sommet et est parallèle à la base : $J = \frac{1}{4} bh^3$.

5° On obtient le moment d'inertie par rapport aux axes des x et des y d'une surface limitée d'une part par ces 2 axes, et d'autre part par une courbe quelconque (fig. 68), à l'aide de la règle de Simpson (v. p. 115) :

$$J_x = \frac{1}{3}\int y^3 dx = \frac{\Delta x}{9}\left[y_0^3 + 4y_1^3 + 2y_2^3 + 4y_3^3 + \dots + 4y_{2n-1}^3 + y_{2n}^3\right]$$

$$J_y = \int x^2 y dx = \frac{(\Delta x)^3}{3}\left[1^2.4y_1 + 2^2.2y_2 + 3^2.4y_3 + 4^2.2y_4 + \dots + (2n-1)^2.4y_{2n-1} + (2n)^2 y_{2n}\right].$$

Fig. 69.



6° Pour un *parallélipipède droit* (fig. 69) tournant autour d'un axe parallèle à l'arête $2b$ et passant par le centre de gravité, on a :

$$J = m\frac{a^2 + c^2}{3}.$$

7° Pour le *cylindre droit* tournant autour de son axe, on a : $J = m\frac{r^2}{2}$.

8° Pour le *cône droit* tournant autour de son axe, on a :

$$J = \frac{3}{10} mr^2.$$

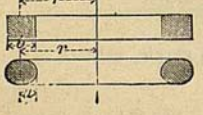
9° Pour le *cône droit tronqué* tournant autour de son axe :

$$J = \frac{3}{10} m \frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3}$$

où R et r représentent les rayons des bases.

10° Pour l'*anneau* (fig. 70) de section

Fig. 70.



rectangulaire : $J = m\left(r^2 + \frac{b^2}{4}\right)$,

elliptique : $J = m\left(r^2 + \frac{3}{4}a^2\right)$.

11° Pour un *segment sphérique* de hauteur h tournant autour de son axe de symétrie :

$$J = \frac{2}{3} mh\left(r - \frac{5}{12}h + \frac{1}{90}\frac{h^2}{r - \frac{1}{3}h}\right);$$

pour la *demi-sphère* et pour la *sphère* :

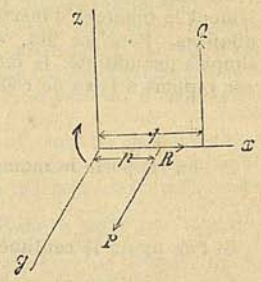
$$J = \tfrac{2}{5} mr^2.$$

12° Pour le moment d'inertie d'un *demi-balancier* à *section parabolique* tournant autour d'un axe perpendiculaire à la section parabolique, et passant par le milieu de la corde $2b$ du balancier, on a en désignant par a la longueur du demi-balancier :

$$J = \tfrac{1}{5} m\left(\tfrac{8}{7} a^2 + b^2\right).$$

5. Si l'on prend l'axe des x pour axe de rotation, et si l'on désigne par x_1, y_1, z_1 les coordonnées du centre de gravité du corps tournant, et par X, Y, Z les composantes (suivant les axes correspondants) de la force motrice, les pressions P, Q, R (voir fig. 71) agissant sur l'axe de rotation, suivant les directions des axes des coordonnées, sont exprimées par les égalités :

Fig. 71.



$$R = X,$$

$$P = Y + \omega^2 m y_1 + \frac{d\omega}{dt} m z_1,$$

$$Q = Z + \omega^2 m z_1 - \frac{d\omega}{dt} m y_1,$$

lorsque le mouvement a lieu de la partie positive de l'axe des y vers la partie positive de l'axe des z, et lorsque ω représente la vitesse angulaire.

Si x', y', z' sont les coordonnées du point d'application de la force motrice, on obtient la position des pressions P et Q au moyen de :

$$p = \frac{1}{P}\left[x'Y - y'X + \omega^2 \int xydm + \frac{d\omega}{dt}\int xzdm\right];$$

$$q = \frac{1}{Q}\left[x'Z - z'X + \omega^2 \int xzdm - \frac{dw}{dt}\int xydm\right].$$

Si l'axe de rotation passe par le centre de gravité, les termes contenant x', y', z' disparaissent ; si ce même axe est un axe principal, les intégrales sont égales à 0, et de plus, la force motrice est aussi égale à 0 (c'est-à-dire le corps se meut seulement en vertu de l'inertie); P et Q sont également nuls, et l'axe est un *axe libre*.

6. *Pendule physique* (v. p. 157). Le pendule physique est ramené au pendule simple si l'on suppose que toute sa masse est réduite à une distance

$$l = \frac{J_1}{me}$$

de l'axe de rotation ; J_1 représentant le moment d'inertie de la masse

oscillante m par rapport à l'axe de rotation, et e la distance du centre de gravité de cette masse au même axe. La droite parallèle à l'axe de suspension passant par le point de réduction qui se trouve à une distance l de cet axe, porte le nom d'*axe d'oscillation*.

Les relations entre l'axe de suspension et l'axe d'oscillation sont réciproques, c'est-à-dire, le temps d'oscillation est le même, que le pendule soit suspendu à l'un ou à l'autre de ces deux axes. — Le centre de gravité du corps est toujours situé entre l'axe de suspension et l'axe d'oscillation.

On emploie le pendule physique pour déterminer expérimentalement le moment d'inertie de corps composés ou de sections compliquées. Pour ce but, désignons par n le nombre d'oscillations simples par minute, le moment d'inertie d'un tel corps (ou section) par rapport à l'axe de rotation est :

$$J_1 = g \frac{60}{\pi^2} \frac{60}{n^2} me = \psi \frac{me}{n^2}.$$

Si l'on rapporte le moment d'inertie au centre de gravité, on a :

$$J = \psi \frac{me}{n^2} - me^2.$$

Si l'on prend le centimètre pour unité, on a :

$$\psi = 357830.$$

b. Mouvement libre d'un corps rigide.

1. Le mouvement du centre de gravité d'un corps rigide qui se meut librement est le même que si toutes les forces avaient leur point d'application au centre de gravité de ce corps.

2. La rotation autour du centre de gravité a lieu comme si celui-ci était fixe, tout ce qui a rapport aux forces appliquées au corps ne subissant aucune modification.

III. MOUVEMENT D'UN SYSTÈME DE MASSES.

1. Le mouvement quelconque d'un système de masses se détermine au moyen du principe de d'Alembert :

Sur un point de masse m agit la force extérieure P.

Supposons que ce point soit astreint à se mouvoir suivant une trajectoire donnée; seule la composante tangentielle (à cette trajectoire) de P sert au mouvement, tandis que la composante normale est nécessairement annulée La composante tangentielle porte le nom de *force conservée*, et la composante normale, celui de *force perdue ;* la résultante (P) de ces deux forces se nomme *force effective*.

Soient x, y, z les coordonnées du point au temps t, et X, Y, Z les composantes de la force effective suivant trois axes rectangulaires,

les composantes de la force perdue par rapport aux mêmes axes sont alors :

$$X - m\frac{d^2x}{dt^2}, \quad Y - m\frac{d^2y}{dt^2}, \quad Z - m\frac{d^2z}{dt^2}.$$

Les forces perdues d'un système se font équilibre en chaque instant du mouvement en vertu de la liaison des points matériels.

Ce principe est représenté par l'équation :

$$\Sigma\left\{\left(X - m\frac{d^2x}{dt^2}\right)\delta x + \left(Y - m\frac{d^2y}{dt^2}\right)\delta y + \left(Z - m\frac{d^2z}{dt^2}\right)\delta z\right\} = 0;$$

δx, δy, δz représentent les changements des coordonnées pour un mouvement virtuel du système. Cette équation peut être considérée comme l'équation fondamentale de la mécanique, car, sous cette forme la plus générale, elle renferme comme cas spéciaux tous les cas de mouvement, ainsi que l'équilibre d'un système quelconque de points matériels.

On obtient, au moyen de l'équation ci-dessus, les équations générales du mouvement d'un système quelconque, en posant les membres de gauche des équations en *I*, *C*, 3, page 126, respectivement égaux à $m\frac{d^2x}{dt^2} : m'\frac{d^2x'}{dt^2}$ etc., et en éliminant ensuite λ entre ces équations.

2. Pour obtenir le mouvement d'un système de masses, on peut aussi se servir des équations découlant de ce principe ; on a alors :

$$\Sigma m\frac{d^2x}{dt^2} = \Sigma X; \qquad \Sigma m\frac{d^2y}{dt^2} = \Sigma Y; \qquad \Sigma m\frac{d^2z}{dt^2} = \Sigma Z,$$

où X, Y, Z ont la même signification que dans 1.

3. Le mouvement du centre de gravité du système de masses, est déterminé par les équations :

$$(\Sigma m)\frac{d^2x_0}{dt^2} = \Sigma X; \quad (\Sigma m)\frac{d^2y_0}{dt^2} = \Sigma Y; \quad (\Sigma m)\frac{d^2z_0}{dt^2} = \Sigma Z,$$

x_0, y_0, z_0 représentant les coordonnées du centre de gravité. Par conséquent, le centre de gravité se meut de la même manière que si toutes les forces extérieures, gardant leur grandeur et leur direction, lui étaient appliquées, et comme si la masse du corps y était concentrée.

4. Si l'on détermine le lieu décrit par un point quelconque d'un système de masses au moyen des coordonnées polaires en conservant les coordonnées z, et que l'on désigne par M_z le moment des forces extérieures par rapport à l'axe des z, on a :

$$M_z = \Sigma m\frac{d\left(r^2\frac{d\varphi_z}{dt}\right)}{dt}.$$

$\Sigma(m)\frac{r^2 d\varphi_z}{2\,dt}$ porte le nom de *vitesse aérolaire*, et $\Sigma(m)\frac{d\left(\frac{r^2}{2}\frac{d\varphi_z}{dt}\right)}{dt}$,

celui d'*accélération aérolaire* du système des masses dans le plan xy *).

Des équations analogues existent pour les deux autres axes de coordonnées, ainsi que pour chaque axe passant par l'origine. Parmi tous ces axes, il en est un qui change en général de position à chaque instant et pour lequel l'accélération aérolaire est un maximum : cet axe est la diagonale du parallélipipède construit sur les axes des moments se confondant avec les axes des coordonnées ; il faut avoir soin de représenter les moments en grandeur et en direction par leurs axes comme il est indiqué dans le chapitre précédent (p. 162). La même remarque existe pour toutes les positions possibles de l'origine des coordonnées.

Si pour chaque position de l'origine on cherche l'axe donnant la plus grande vitesse aérolaire, et que parmi toutes ces vitesses maxima on prenne celle qui a la plus petite valeur, l'axe correspondant à cette valeur porte le nom *d'axe central*.

La position de cet axe est déterminée page 122. Si toutes les forces extérieures agissant sur le système des masses passent par l'origine des coordonnées, toutes les accélérations aérolaires dans les plans passant par ce point sont nulles, et par suite, les vitesses aérolaires sont constantes. (Principe des aires.) V. II^e part., chap. *B*, I, *b*, 3, p. 154.

5. *Relations entre l'impulsion et la quantité de mouvement*:

$$\Sigma m v_x - \Sigma m (v_x)_0 = \Sigma \int_0^t X dt ;$$

$$\Sigma m v_y - \Sigma m (v_y)_0 = \Sigma \int_0^t Y dt ;$$

$$\Sigma m v_z - \Sigma m (v_z)_0 = \Sigma \int_0^t Z dt .$$

Dans ces équations, v_x, v_y, v_z représentent les vitesses des masses suivant les trois axes, au temps t ; $(v_x)_0$, $(v_y)_0$, $(v_z)_0$ les mêmes vitesses au temps 0, et X, Y, Z les composantes, suivant les trois axes, des forces extérieures agissant sur le système des masses.

6. *Relation entre le travail et la force vive* :

$$\tfrac{1}{2} \Sigma m v^2 - \tfrac{1}{2} \Sigma m v_0^2 = \Sigma \int P \cos (P, ds)\, ds .$$

*) V. p. 154.

v et v_0 représentent les vitesses des masses au temps t et au temps 0 : le côté droit de l'égalité représente le travail des forces extérieures et intérieures du temps 0 au temps t.

En remplaçant les sommes figurant dans les équations par des intégrales, ce que nous avons dit sur le mouvement d'un système de masses s'applique sans changement au mouvement d'un corps rigide.

7. **Du choc.** Au moment du choc, la normale au point de contact du plan tangent commun aux deux corps qui se choquent porte le nom de *ligne du choc*. Si les centres de gravité des corps se trouvent sur cette ligne, le choc porte le nom de *choc central* ; dans tout autre cas, celui de *choc excentré ou excentrique*. Au point de vue de la direction du mouvement, on distingue le *choc direct* du *choc oblique*, suivant que les directions du mouvement des centres de gravité des deux corps sont ou ne sont pas parallèles à la ligne du choc.

a. Choc central direct.

α. Choc des corps complètement dépourvus d'élasticité. Si deux corps de masses M_1 et M_2 possèdent avant le choc des vitesses respectives V_1 et V_2, ces deux corps se meuvent après le choc comme un seul et même corps de masse $(M_1 + M_2)$, avec une vitesse

$$v = \frac{M_1 V_1 + M_2 V_2}{M_1 + M_2}.$$

La perte de force vive est :

$$L = \frac{1}{2} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (V_1 - V_2)^2.$$

β. Choc des corps parfaitement élastiques. Les vitesses après le choc sont :

$$v_1 = \frac{(M_1 - M_2) V_1 + 2M_2 V_2}{M_1 + M_2}$$

$$v_2 = \frac{(M_2 - M_1) V_2 + 2M_1 V_1}{M_1 + M_2}.$$

Si l'on suppose $V_2 = 0$, on a :

$$v_1 = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2} V_1 ; \qquad v_2 = \frac{2M_1}{M_1 + M_2} V_1 .$$

Les pertes en force et en travail sont nulles. — Si $M_1 = M_2$, on a $v_1 = V_2$ et $v_2 = V_1$. Si les masses se meuvent en sens contraires, on doit considérer V_2 comme négatif et changer son signe dans les formules ci-dessus.

γ. Choc des corps qui ne sont pas parfaitement élastiques.

Les vitesses après le choc sont :

$$v_1 = \frac{M_1 V_1 + M_2 V_2 - M_2 (V_1 - V_2)\sqrt{\alpha}}{M_1 + M_2} ;$$

$$v_2 = \frac{M_1 V_1 + M_2 V_2 + M_1 (V_1 - V_2)\sqrt{\alpha}}{M_1 + M_2}.$$

Le *coefficient d'élasticité* α se détermine au moyen de la relation $\alpha = \frac{h_1}{h}$, où h représente la hauteur de laquelle on laisse tomber une bille faite de la substance du corps considéré, et h_1 la hauteur à laquelle la bille rebondit.

[Pour l'ivoire $\alpha = (\frac{8}{9})^2$, pour l'acier et le liège $\alpha = (\frac{5}{9})^2$, pour le verre $\alpha = (\frac{15}{16})^2$].

b. Choc central oblique.

On décompose les vitesses avant le choc en deux composantes de directions perpendiculaire et parallèle à la surface de contact ou de choc; la composante parallèle à cette surface ne change pas, celle qui lui est normale change d'après les règles du choc direct; la résultante de cette dernière vitesse changée par le choc et de l'autre vitesse parallèle à la surface, donne la vitesse après le choc.

c. Effet du choc sur un corps pouvant tourner autour d'un axe.

α. Si S est la force produisant le choc et agissant pendant un temps très court t, s la plus petite distance de cette force à l'axe de rotation, α l'angle que fait sa direction avec cet axe, l'égalité donnant la vitesse angulaire ω du corps est :

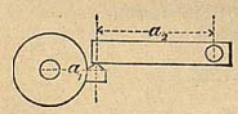
$$\omega = \frac{\int_0^t S dt}{J} s \sin \alpha,$$

où J représente le moment d'inertie du corps par rapport à l'axe de rotation.

β. L'action du choc se fait moins sentir sur l'axe de rotation : 1° si la direction de S est normale au plan passant par cet axe et par le centre de gravité du corps; 2° si l'axe de rotation est un axe d'inertie principal pour le point où cet axe est coupé par le plan perpendiculaire passant par S, et 3° si la distance s de la direction S à l'axe est égale à celle du centre d'oscillation du corps (voir page 168) au même axe, en considérant le corps comme un pendule composé oscillant autour de l'axe de rotation. (Centre de percussion.)

d. Choc oblique excentrique.

Fig. 72.



α. Soient deux corps tournant chacun autour d'un axe, $m_1 k_1^2$ et $m_2 k_2^2$ leurs moments d'inertie par rapport à ces axes, w_0' et w_0'' les vitesses avant le choc, et α_1, α_2 les angles faits par la ligne du choc avec les axes de rotation; dans ce cas, on peut employer les formules du choc central direct (7. *a*, p. 171) en posant :

$$M_1 = \frac{m_1 k_1^2}{a_1^2}; \qquad M_2 = \frac{m_2 k_2^2}{a_2^2}.$$

$$V_1 = a_1 w_0' \sin \alpha_1; \qquad V_2 = a_2 w_0'' \sin \alpha_2.$$

β. Pour marteau et disque à cames (si les axes sont parallèles et les corps choquants complètement dépourvus d'élasticité), la perte en travail est :

$$L = \frac{1}{2} \frac{m_1 k_1^2 m_2 k_2^2}{\left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 m_1 k_1^2 + m_2 k_2^2} w_0'^2.$$

Pilotage ou battage des pieux.

A. D'après Brix, *en ne tenant pas compte de la compressibilité du bois*, et en désignant par

Q le poids du mouton en *kg*,

q le poids du pieu ou pilot en *kg*,

h la hauteur de chute du mouton en *mm*,

m un coefficient de sûreté qui, d'après Eytelwein $= 4$,

P la plus grande charge en *kg* que le pieu puisse porter sans enfoncer,

$p = \frac{P}{m}$ la charge admissible en *kg*,

e la profondeur en *mm* dont le pieu doit s'enfoncer au dernier coup du mouton s'il doit porter avec sûreté la charge p,

e_1 l'enfoncement en *mm* correspondant à un coup de mouton,

T la profondeur totale d'enfoncement du pieu en *mm*,

n le nombre de coups,

on a :

$$P = \frac{hQ^2 q}{e(Q+q)^2}; \qquad p = \frac{1}{m} \frac{hQ^2 q}{e(Q+q)^2};$$

$$e = \frac{1}{m} \frac{hQ^2 q}{p(Q+q)^2}; \qquad T = \frac{1}{m} \frac{nhQ^2 q}{p(Q+q)^2}$$

$$\text{et} \quad n = \frac{mpT(Q+q)^2}{hQ^2 q}.$$

Le mouton agit de la manière la plus avantageuse possible lorsque $Q = q$.

Si *l'on emploie un faux-pieu de poids* q_1, *on a* :

$$p = \frac{1}{m} \frac{hQ^2 q q_1^2}{e_1 (Q+q_1)^2 (q_1+q)^2} \quad \text{et}$$

$$e_1 = \frac{1}{m} \frac{hQ^2 q q_1^2}{p(Q+q_1)^2 (q_1+q)^2};$$

e_1 est d'autant plus petit que q_1 est plus grand.

B. D'après Redtenbacher, *si l'on tient compte de la compressibilité du bois, la charge que peut porter le pieu est* :

$$aR = \left[-\frac{e_1 E}{l} + \sqrt{\frac{2E}{al} \cdot \frac{Q^2 h}{Q+q} + \left(\frac{e_1 E}{l}\right)^2} \right] a.$$

La profondeur de l'enfoncement pour un coup est :

$$e_1 = \frac{1}{aR}\left(\frac{Q^2 h}{Q+q} - \frac{al}{2E} R^2\right).$$

Dans les deux dernières formules,

R représente la charge que le pieu peut porter par mm^2 de sa section,

a la section du pilot en mm^2,

l la longueur du pieu en mm, et

E le module d'élasticité de la matière dont le pieu est formé.

III. HYDROSTATIQUE

a. Équations fondamentales.

Soient :

p la pression spécifique du liquide au point P,

x, y, z les coordonnées de P,

X, Y, Z les composantes suivant les axes x, y, z de la force conservée agissant en P,

g l'accélération de la pesanteur,

γ le poids de l'unité cubique du fluide ; alors pour l'équilibre d'un parallélipipède de liquide infiniment petit de côtés dx, dy, dz, ayant P pour un de ses sommets, on a :

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\gamma}{g} X; \qquad \frac{dp}{dy} = \frac{\gamma}{g} Y; \qquad \frac{dp}{dz} = \frac{\gamma}{g} Z.$$

b. Pression hydrostatique.

Prenons pour axe des y l'intersection d'une portion plane d'une paroi du vase avec la surface du liquide, pour axe des x une droite perpendiculaire située dans le plan de ladite paroi, et désignons par

S l'aire ou surface d'une portion de la paroi susmentionnée,

D la pression normale exercée sur S,

z_0 la distance verticale du centre de gravité de S au niveau du liquide,

x_0 la distance du centre de gravité de S à l'axe des y,
ξ et η les coordonnées du centre de pression, et
J le moment d'inertie de la surface S par rapport à l'axe des $\cdot$
on a :

$$D = \gamma S z_0 ;$$

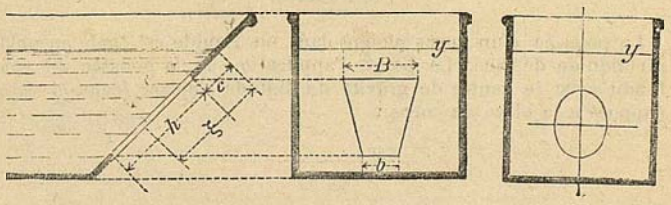
$$\xi = \frac{J}{S x_0} ; \qquad \eta = \frac{\int\int xy\,dx\,dy}{S x_0} .$$

Si l'axe des x est un axe de symétrie de S, le centre de pression se trouve sur cet axe.

1. Pour un *trapèze dont les côtés parallèles sont horizontaux* (fig. 73), si la distance du centre de pression au côté horizontal supérieur est e, en faisant usage des notations de la figure 73, on a :

$$e = \frac{h}{2} \cdot \frac{2c\,(B + 2b) + h\,(B + 3b)}{3c\,(B + b) + h\,(B + 2b)} .$$

Fig. 73.



Pour $c = 0$, on a :

$$e = \frac{h}{2} \cdot \frac{B + 3b}{B + 2b} .$$

2. Pour un *triangle* dont la base se confond avec la surface du liquide, on a :

$$e = \frac{h}{2} .$$

Si le sommet du triangle se trouve dans cette surface, on a :

$$e = \tfrac{3}{4} h .$$

3. Pour le *rectangle* dont deux côtés sont horizontaux, on a :

$$e = \frac{h}{3} \cdot \frac{3c + 2h}{2c + h} .$$

Si $c = 0$, on a :

$$e = \tfrac{2}{3} h .$$

4. Pour l'ellipse dans laquelle un des axes principaux (b par exemple) est horizontal (fig. 73), et dans laquelle le centre est à une distance d

de l'axe des y, la distance de cet axe au centre de pression est :

$$\xi = d + \tfrac{1}{4}\frac{a^2}{d},$$

où a représente l'autre axe principal de l'ellipse.

La même formule est applicable au cercle de rayon a.

Si l'ellipse est tangente à la surface du liquide,

$$\xi = \tfrac{5}{4}a.$$

Les mêmes formules existent pour la *pression horizontale* sur une surface quelconque plane ou courbe, si l'on prend pour S la projection de la surface pressée sur le plan perpendiculaire à la direction de la pression.

La *pression verticale* sur une surface quelconque plane ou courbe est égale au poids de la colonne verticale d'eau qui se trouve au-dessus de la surface considérée. La résultante de cette pression passe par le centre de gravité du liquide pressant.

c. Poussée.

La poussée d'un corps plongé dans un liquide est égale au poids du liquide déplacé. Le point d'application de la poussée est confondu avec le centre de gravité du liquide déplacé (celui-ci étant supposé à la place du corps).

IV. HYDRODYNAMIQUE *)

a. Équations fondamentales **).

Outre les notations de l'hydrostatique (p. 174), soient : u, v, w les vitesses de l'élément de liquide en P, au temps t, suivant les axes x, y, z, alors on a :

1) $$\frac{g}{\gamma}\frac{dp}{dx} = X - \frac{du}{dt} - u\frac{du}{dx} - v\frac{du}{dy} - w\frac{du}{dz}.$$

2) $$\frac{g}{\gamma}\frac{dp}{dy} = Y - \frac{dv}{dt} - u\frac{dv}{dx} - v\frac{dv}{dy} - w\frac{dv}{dz}.$$

3) $$\frac{g}{\gamma}\frac{dp}{dz} = Z - \frac{dw}{dt} - u\frac{dw}{dx} - v\frac{dw}{dy} - w\frac{dw}{dz}.$$

4) $$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0$$ (Equations de continuité).

*) D'après Weisbach.

**) D'Euler.

Pour un mélange de liquides, on a encore :

5) $$\frac{d\gamma}{dt}+\frac{d\gamma}{dx}u+\frac{d\gamma}{dy}v+\frac{d\gamma}{dz}w=0.$$

b. Vitesse d'écoulement et débit théoriques d'un liquide, la pression restant constante.

1. *La paroi d'écoulement est horizontale.*

Si v désigne la vitesse théorique d'écoulement en m par seconde
Q le débit théorique en m^3 par seconde,
S la section de l'orifice d'écoulement, en m^2,
h la charge d'eau, en m,
A l'aire de la surface supérieure du liquide, en m^2,
g la vitesse à la fin de la première seconde d'un corps tombant librement $= 9{,}81$ m,
δ la hauteur de liquide correspondant à la différence entre la pression à la surface supérieure du liquide et celle régnant à l'orifice d'écoulement (exprimée en m), alors on a :

$$v=\sqrt{\frac{2g\ (h+\delta)}{1-\left(\frac{S}{A}\right)^2}}.$$

Si $\delta = 0$, et si $A > 10\ S$, on a approximativement :

$$v=\sqrt{2gh}=4{,}42945\sqrt{h}\ ^*)$$

La dépense théorique est : $Q = Sv$.

La *hauteur de la pression hydraulique* en un endroit quelconque du vase est égale à la hauteur de la pression hydrostatique diminuée de la hauteur de chute correspondant à la différence des vitesses au point considéré et à l'endroit de l'admission.

Si la surface de l'eau est grande à l'endroit de l'admission, on peut négliger la vitesse en cet endroit, et alors la hauteur de la pression hydraulique est égale à la hauteur de la pression hydrostatique diminuée de la hauteur de la vitesse au point considéré.

2. *La paroi d'écoulement est verticale.*

Si dx désigne la hauteur d'un élément de surface de l'orifice d'écoulement,
y la largeur de cet élément,
x la distance de l'élément au niveau du liquide,
et si Q, v, g ont la même signification que dans 1, le débit théorique est exprimé en général par :

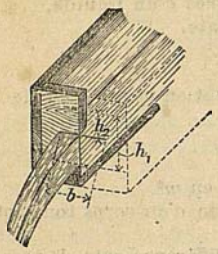
$$Q=\sqrt{2g}\int yx^{\frac{1}{2}}\ .\ dx.$$

*) Voir (IIe partie, page 152) le tableau des valeurs correspondantes de v et de h.

La *vitesse moyenne d'écoulement.*

$$v = \frac{\text{Débit}}{\text{Section de l'orifice}}.$$

Fig. 74.



Si l'ouverture d'écoulement est un parallélogramme (fig. 74) dont deux côtés opposés sont parallèles au niveau du liquide, on a :

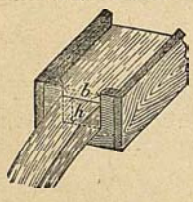
$$v = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\left(\frac{h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}}{h_1 - h_2}\right);$$

$$Q = \frac{2}{3}\sqrt{2g}\left(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}\right) b.$$

Pour les *déversoirs rectangulaires* (fig. 75), on a :

$$v = \frac{2}{3}\sqrt{2gh}; \qquad Q = \frac{2}{3} bh\sqrt{2gh},$$

Fig. 75.



et pour les *déversoirs trapézoïdaux* (fig. 76) :

$$v = \frac{4}{15}\frac{2B + 3b}{B + b}\sqrt{2gh},$$

$$Q = \frac{2}{15}(2B + 3b)\, h\sqrt{2gh}.$$

Si l'orifice d'écoulement est un cercle de rayon r dont le centre est situé à une distance h du niveau du liquide, la vitesse moyenne est approximativement :

$$v = \sqrt{2gh}\left[1 - \frac{1}{32}\left(\frac{r}{h}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{r}{h}\right)^4\right];$$

$$Q = \pi r^2\sqrt{2gh}\left[1 - \frac{1}{32}\left(\frac{r}{h}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{r}{h}\right)^4\right].$$

Remarque. Si h est la distance du niveau du liquide au centre de gravité de l'orifice d'écoulement, on a approximativement,

Fig. 76.

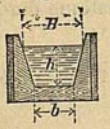


Fig. 77.



pour le parallélogramme :

$$Q = b(h_1 - h_2)\sqrt{2gh};$$

pour le cercle :

$$Q = \pi r^2\sqrt{2gh}$$

$$\Big\} \quad v = \sqrt{2gh}.$$

En pratique, on peut considérer ces résultats comme exacts, tant que

$$h \geqq 2(h_1 - h_2), \text{ ou bien}$$

$$h \geqq 4r.$$

c. Débit et vitesse d'écoulement effectifs, la pression restant constante.

1. Le *débit théorique* subit des modifications par suite de la perte de vitesse et par suite de la contraction de la veine au sortir de l'orifice.

2. Si S est la section de l'orifice,

S_1 la section de la veine contractée ou section effective,

v_1 la vitesse effective
Q la dépense théorique } par seconde,
Q_1 la dépense effective

h la hauteur du niveau du liquide au-dessus du centre de gravité de l'orifice, on appelle

$\alpha = \frac{S_1}{S}$: *coefficient de contraction*,

$\varphi = \frac{v_1}{v}$: *coefficient de vitesse*,

$\mu = \frac{Q_1}{Q} = \frac{S_1 v_1}{Sv} = \alpha\varphi$: *coefficient de débit ou de dépense* de la veine fluide,

$\zeta = \frac{\frac{v^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}}{\frac{v_1^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1$ } rapport de la hauteur de vitesse perdue à la hauteur de vitesse effective, ou *coefficient de résistance*,

$h_1 = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$: *hauteur de résistance ou perte de charge.*

Pour l'écoulement en mince paroi, on a en moyenne :
$\alpha = 0{,}64$; $\varphi = 0{,}96$; $\mu = 0{,}615$; $\zeta = 0{,}085$.

3. Lorsque la contraction n'a pas lieu sur tout le pourtour de l'orifice, elle porte le nom *d'incomplète* ou de *partielle*.

Si p est le périmètre total de l'orifice, u la partie de ce périmètre sur laquelle la contraction a lieu, et de plus, si l'on désigne par μ' le coefficient de dépense dans le cas de la contraction incomplète, et par μ celui dans le cas de la contraction complète, on a pour les orifices rectangulaires

$$\mu' = \mu\left(1 + 0{,}155\,\frac{u}{p}\right),$$

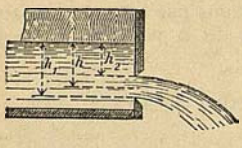
pour les orifices circulaires :

$$\mu' = \mu\left(1 + 0{,}128\,\frac{u}{p}\right).$$

La *contraction imparfaite* a lieu si la section de l'ouverture n'est pas assez petite par rapport à la surface de la paroi dans laquelle elle est pratiquée pour que l'on puisse considérer le liquide dans le vase comme immobile devant cet orifice.

4. *Écoulement en paroi verticale.*

Fig. 78.



α. Dans le cas de la contraction *complète* et *parfaite*, et pour des ouvertures rectangulaires, Poncelet et Lesbros ont établi le tableau ci-dessous donnant le coefficient μ *) de la formule $Q = \mu S \sqrt{2gh}$. Dans ce tableau, h_2 représente la hauteur du niveau au-dessus de l'arête supérieure de l'orifice ; cette hauteur porte le nom de charge sur le sommet de l'orifice (fig. 78).

h_2 en m	Hauteur de l'ouverture =					
	0,20 m	0.10 m	0,05 m	0,03 m	0,02 m	0.01 m
0,015		0,593	0,612	0,632	0,660	0,697
0,020	0,572	0,596	0,615	0,634	0,659	0,694
0,030	0.578	0,600	0,620	0,638	0,659	0,688
0,040	0,582	0,603	0,623	0,640	0,658	0,683
0,050	0,585	0,605	0,625	0,640	0,658	0,679
0,060	0,587	0,607	0,627	0,640	0,657	0,676
0.070	0,588	0,609	0,628	0,639	0,656	0,673
0,080	0,589	0,610	0,629	0,638	0,656	0,670
0,090	0,591	0,610	0,629	0,637	0,655	0,668
0,1	0,592	0,611	0,630	0,637	0,654	0,666
0,2	0,598	0,615	0,630	0.633	0,648	0,655
0,3	0,600	0,616	0,629	0,632	0.644	0 650
0,4	0,602	0,617	0,628	0,631	0,642	0,647
0,5	0,603	0,617	0,628	0,630	0,640	0,644
0,6	0,604	0,617	0,627	0,630	0.638	0,642
0,7	0,604	0,616	0,627	0,629	0,637	0,640
0,8	0,605	0,616	0,627	0,629	0,636	0,637
0,9	0,605	0,615	0,626	0,628	0,634	0,635
1,0	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,632
1,3	0,603	0,613	0,622	0,624	0,625	0,622
1,5	0,602	0,611	0,620	0,620	0,619	0,615
2,0	0,601	0,607	0,613	0,612	0,612	0,611
3,0	0,601	0,603	0,606	0,608	0,610	0,609

*) Les valeurs de ce tableau sont les mêmes quel que soit le côté de l'ouverture

β. Dans le cas de la *contraction complète* et *imparfaite de la veine* *), on peut, d'après Weisbach, poser pour les ouvertures rectangulaires :

$\mu' = \mu\,[1 + 0{,}076\,(9^n - 1)]$, et pour les ouvertures circulaires :

$\mu'' = \mu\,[1 + 0{,}04564\,(14{,}821^n - 1)]$,

n étant le rapport de la section de l'orifice d'écoulement à la section de l'eau arrivante, μ le coefficient de dépense dans le cas de la contraction parfaite, et μ', μ'' les mêmes coefficients dans le cas de la contraction imparfaite.

n	μ'	μ''	n	μ'	μ''
0,05	1,009 μ	1,007 μ	0,55	1,178 μ	1,161 μ
0,10	1,019 μ	1,014 μ	0,60	1,208 μ	1,189 μ
0,15	1,030 μ	1,023 μ	0,65	1,241 μ	1,223 μ
0,20	1,042 μ	1,034 μ	0,70	1,278 μ	1,260 μ
0,25	1,056 μ	1,045 μ	0,75	1,319 μ	1,303 μ
0,30	1,071 μ	1,059 μ	0,80	1,365 μ	1,351 μ
0,35	1,088 μ	1,075 μ	0,85	1,416 μ	1,408 μ
0,40	1,107 μ	1,092 μ	0,90	1,473 μ	1,471 μ
0,45	1,128 μ	1,112 μ	0,95	1,537 μ	1,546 μ
0,50	1,152 μ	1,134 μ	1,00	1,608 μ	1,613 μ

Jusqu'à présent, nous avons supposé le niveau de l'eau parfaitement immobile ; mais si ce n'est pas le cas (comme dans les auges), on peut, d'après Weisbach, tirer dans l'hypothèse de la contraction complète, le coefficient de la dépense μ_1, de la formule :

$$\mu_1 = \mu\,(1 + 0{,}641 m^2),$$

m représentant le rapport de la section de l'ouverture d'écoulement à celle du canal. Pour *) :

$m =$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$\mu_1 =$	1,002 μ	1,006 μ	1,014 μ	1,026 μ	1,04 μ	1,058 μ	1,079 μ	1,103 μ	1,13 μ	1,16 μ

rectangulaire que l'on prenne pour base ou pour hauteur, pourvu que la plus grande dimension ne soit pas supérieure à vingt fois la plus petite (d'après Lesbros).

De plus, ces mêmes valeurs peuvent servir pour les ouvertures circulaires (d'après Weisbach), et pour des ouvertures de forme quelconque, pourvu qu'elles n'aient pas d'angles rentrants (Hachette.)

*) Les valeurs de μ sont celles données dans 4, α.

5. *Coefficient de dépense pour les orifices garnis extérieurement d'ajutages en forme d'auge.*

α. *Si l'orifice est vertical* et que l'auge se raccorde exactement avec l'ouverture (de manière que ce ne soit que la paroi supérieure de

Fig. 79.

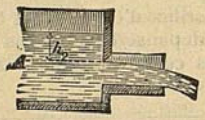
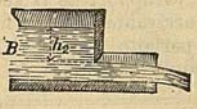


Fig. 80.



celle-ci qui soit tranchante, figures 79 et 80), les coefficients de dépense *) sont, d'après les recherches de Lesbros :

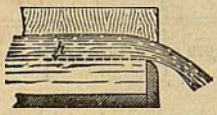
Hauteur de l'orifice	Forme de l'orifice	Charge sur le sommet de l'orifice ou hauteur du niveau au-dessus de l'arête supérieure de l'orifice								
		0,02 *m*	0,05 *m*	0,1 *m*	0,2 *m*	0,5 *m*	1 *m*	1,5 *m*	2 *m*	3 *m*
0,20 *m*	*A*	0,480	0,511	0,542	0,574	0,599	0,601	0,601	0,601	0,601
	B	0,480	0,510	0,538	0,566	0,592	0,600	0,602	0,602	0,601
	*B**	0,527	0,553	0,574	0,592	0,607	0,610	0,610	0,609	0,608
0,05 *m*	*A*	0,488	0,577	0,624	0,631	0,625	0,624	0,619	0,613	0,606
	B	0,487	0,571	0,605	0,617	0,626	0,628	0,627	0,623	0,618
	*B**	0,585	0,614	0,632	0,645	0,652	0,651	0,650	0,650	0,649

β. Si l'orifice est oblique et qu'il n'y ait contraction ni en bas ni latéralement, et si l'on représente par y l'angle que fait le plan de l'orifice avec l'horizon, on a :

$$\mu = 0{,}944 - 0{,}0032\,y^{\circ}.$$

Si $y =$	40°	45°	50°	55°	60°
$\mu =$	0,816	0,80	0,784	0,768	0,752.

Fig. 81.



6. Pour les *déversoirs rectangulaires* en mince paroi, si le

$$\text{débit} = \tfrac{2}{3}\,\mu S\sqrt{2gh}.$$

Poncelet et Lesbros donnent pour les coefficients de dépense μ, les valeurs suivantes.

*) Les orifices étaient larges de 0,2 *m*, et étaient faibles en comparaison de la section du canal. *A* et *B* avaient pour ajutoirs des auges horizontales de 3 *m* de long.; l'orifice de *B** (de même structure que *B*) était garni par contre d'une auge de 2,5 *m* long. ayant une pente de 1/10.

α. Dans le cas de la *contraction parfaite*:
(Les charges doivent être mesurées au moins à 1 *m* en arrière de l'orifice.)

Largeur de l'orifice 0,2 *m*		Largeur de l'orifice 0,6 *m*		Largeur de l'orifice 0,02 *m*		Largeur de l'orifice 0,06 *m*	
$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$	$h =$	$\frac{2}{3}\mu =$
0,01*m*	0,424	0,06*m*	0,412	0,08*m*	0,397	0,30*m*	0,391
0,02	0,417	0,10	0,406	0,10	0,395	0,40	0,391
0,04	0,407	0,15	0,400	0,15	0,393	0,50	0,391
0,06	0,401	0,20	0,395	0,20	0,390	0,60	0,390

β. Dans le cas de la *contraction imparfaite*, si m est le rapport de la section de la veine débitante (mesurée au droit du seuil du déversoir) à la section du canal de fuite (mesurée à quelque distance du seuil), le coefficient de la dépense est d'après Weisbach : $\mu_3 = \mu (1 + 1{,}718\ m^4)$, quand la largeur du déversoir est plus petite que celle du canal, et $\mu_4 = \mu (1{,}041 + 0{,}3693\ m^2)$, quand la largeur du déversoir égale celle du canal. Les valeurs de μ dans ces deux dernières formules doivent être prises dans 6. α.

De là a été calculé le tableau suivant :

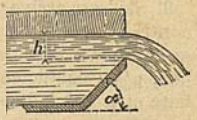
$m =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$\mu_3 =$	1,000μ	1,001μ	1,003μ	1,007μ	1,014μ	1,026μ	1,044μ	1,070μ	1,107μ
$\mu_4 =$	1,045μ	1,049μ	1,056μ	1,064μ	1,074μ	1,086μ	1,100μ	1,116μ	1,133μ

Dans le cas de la figure 82, on a :

pour $\alpha = 45°$, $\frac{2}{3}\mu_4 = 0{,}467$

pour $\alpha = 63\frac{1}{2}°$, $\frac{2}{3}\mu_4 = 0{,}447$.

Fig. 82.



7. Le *pouce d'eau* ou *pouce de fontainier* est une veine d'eau qui, sous la plus petite pression possible, s'écoule par une ouverture circulaire de 1 pouce de diamètre pratiquée en mince paroi verticale. (La charge est mesurable jusqu'au moment où la veine est encore tangente à la partie supérieure de l'orifice : c'est cette valeur limite qui correspond à la pression la plus petite possible.)

D'après Hagen*), un orifice de 26,15 *mm* de diamètre donne 0,000186m^3 par seconde ou 16m^3 par jour.

Bornemann (*Hydrométrie*, page 60), en maintenant constante la hauteur de charge sur le centre de l'orifice, a obtenu par suite de nombreuses expériences les valeurs suivantes:

Diamètre de l'orifice	Débit d'eau par minute	par heure	par jour
mm	m^3	m^3	m^3
26,15	0,01380	0,8281	19,874
13,08	0,00378	0,2269	5,444
6,54	0,00098	0,0587	1,413
3,27	0,00027	0,0164	0,391

En France, le pouce d'eau (orifice de 27,07 *mm*) correspond à un débit de 19,195 m^3 en 24 *h*.

8. Tableau des coefficients de dépense, les orifices étant garnis *d'ajutages cylindriques de même diamètre que ces orifices.*

Rapport de la longueur au diamètre de l'ajutage.	1	2 à 3	12	24	36	48	60
$\mu =$	0,88	0,82	0,77	0,73	0,68	0,63	0,60

Pour la même ouverture d'orifice, le coefficient de dépense est plus grand dans les *ajutages convergents* et plus petit dans les *ajutages divergents* que dans les ajutages cylindriques. Le coefficient de dépense est maximum (= 0,95) dans l'ajutage conique ayant 13 $\frac{1}{2}^{o}$ de convergence.

9. Si l'eau arrive à l'orifice avec une vitesse non négligeable, la contraction dans l'ajutage est imparfaite. Si m est le *rapport de la section de l'ajutage à la surface de la paroi* dans laquelle il est fixé, μ' le coefficient de dépense dans le cas de la contraction imparfaite et μ celui dans le cas de la contraction parfaite, on a:

$$\mu' = \mu\,(1 + 0{,}102m + 0{,}067m^2 + 0{,}046m^3).$$

De là le tableau suivant :

*) Hagen, *Handbuch des Wasserbaues*, vol. I, page 219.

$m =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\mu' =$	1,013μ	1,027μ	1,043μ	1,060μ	1,080μ	1,102μ	1,127μ	1,152μ	1,181μ

d. **Déversoirs et écoulement de l'eau sur barrages et entre piliers.**

1. *Déversoir fixe de forme ordinaire.*

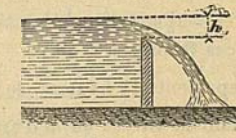
1° La vitesse de l'eau à son arrivée au barrage est si faible qu'on peut la négliger.

Soient :

Q la quantité d'eau en m^3 déversée par seconde,

b la largeur du déversoir en m.

Fig. 83.

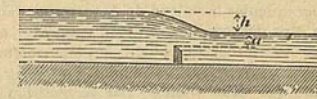


Pour le cas d'un *déversoir complet* (fig. 83), on a :

$$Q = \tfrac{2}{3}\,\mu_1 bh\sqrt{2gh},$$

où h en m, représente la hauteur du niveau de l'eau dans le biet supérieur au-dessus du couronnement du barrage.

Fig. 84.



Pour le cas d'un *déversoir incomplet* (fig. 84), on a :

$$Q = \tfrac{2}{3}\,\mu_1 bh\sqrt{2gh} + \mu_2 ba\sqrt{2gh},$$

où h en m, représente la distance verticale entre les niveaux de l'eau en avant et en arrière du barrage, et a en m, la hauteur du niveau primitif au-dessus du sommet du barrage.

D'après Redtenbacher, on a : $\frac{2}{3}\,\mu_1 = 0{,}57$ et $\mu_2 = 0{,}62$.

Étant donnés Q et b pour un barrage dans lequel doit se produire un exhaussement $= h$, il faut un *déversoir incomplet* si

$$Q > 0{,}57\,bh\sqrt{2gh}$$

et un *déversoir complet* si

$$Q < 0{,}57\,bh\sqrt{2gh}$$

le couronnement du barrage doit se confondre avec le niveau primitif si

$$Q = 0{,}57\,bh\sqrt{2gh}.$$

La profondeur a du couronnement du barrage à déversoir incomplet au-dessous du niveau primitif est :

$$a = \frac{Q}{0{,}62\,b\sqrt{2gh}} - 0{,}92h.$$

La profondeur h du couronnement du barrage à déversoir complet au-dessous du niveau exhaussé est :

$$h = \left(\frac{Q}{0{,}57\, b\sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}}.$$

2° La vitesse de l'eau à son arrivée au barrage est si grande, qu'elle ne peut être négligée.

La quantité d'eau passant sur le barrage est alors dans le cas d'un *déversoir complet* :

$$Q = \tfrac{2}{3}\,\mu_1 b\sqrt{2g}\left\{(h+k)^{\frac{3}{2}} - k^{\frac{3}{2}}\right\},$$

et dans le cas d'un *déversoir incomplet* :

$$Q = \tfrac{2}{3}\,\mu_1 b\sqrt{2g}\left\{(h+k)^{\frac{3}{2}} - k^{\frac{3}{2}}\right\} + \mu_2 ba\sqrt{2g}\sqrt{h+k}\ ;$$

dans ces formules,

k représente la hauteur de la vitesse en m, $= \dfrac{v^2}{2g}$,

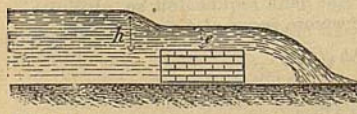
v étant la vitesse en m d'arrivée de l'eau au-dessus du barrage.

On pose $\frac{2}{3}\,\mu_1 = 0{,}57$; $\mu_2 = 0{,}62$, lorsque la crête du barrage est à une grande distance du lit ; cette valeur de μ_2 peut croître jusqu'à 0,83, à mesure que cette distance diminue.

Pour calculer la valeur de h correspondant à une hauteur déterminée de barrage, on la tire des égalités ci-dessus, après y avoir fait $k=o$; on détermine ensuite la valeur de k correspondant à cette valeur approximative de h et on cherche Q correspondant à ces valeurs de h et de k. La valeur de Q ainsi trouvée, sera plus grande que celle donnée par la question. Par des essais successifs, on finit par obtenir une valeur de h, plus petite que la première valeur approximative, qui, avec la valeur de k correspondante, donne la quantité d'eau que comporte le problème.

2. *Déversoir avec couronnement horizontal très large* (fig. 85).

Fig. 85.



La veine d'eau prend alors sur le barrage une direction parallèle à son couronnement, et la hauteur du niveau de l'eau au-dessus de ce couronnement est :

$$e = \tfrac{2}{3}(h+k);$$

le débit

$$Q = 0{,}35\, b\sqrt{2g}\,(h+k)^{\frac{3}{2}}.$$

3. *Écoulement de l'eau entre les piles des ponts.*

Pour calculer la quantité d'eau Q refoulée en amont du pont, on a la formule :

$$Q = \tfrac{2}{3}\,\mu b\sqrt{2g}\left[(h+k)^{\frac{3}{2}} - k^{\frac{3}{2}}\right] + \mu ba\sqrt{2g}\sqrt{h+k},\ \text{où}$$

a représente en m, la profondeur de l'eau non exhaussée ou hauteur du niveau primitif au-dessus du lit,

h, la hauteur en m du niveau exhaussé au-dessus du niveau primitif,

b, la largeur totale en m, entre piles,

k, la hauteur de la vitesse en m, $= \frac{v^2}{2g}$,

v, la vitesse de l'eau $= \frac{Q}{b_1(h+a)}$, où

b_1 désigne la largeur du canal en m en amont des piles, et

$h+a$, la profondeur du cours d'eau exhaussé.

D'après Eytelwein,

$\mu = 0{,}954$ pour le cas de piles à avant-bec anguleux, et

$\mu = 0{,}855$ pour le cas de piles sans avant-bec présentant une surface plane au courant.

4. *Écoulement de l'eau par les vannes et les orifices de vidange.*

Suivant que l'orifice d'écoulement est en totalité ou en partie au-dessus du niveau du bief inférieur ou qu'il se trouve en entier au-dessous de ce niveau, on a les formules suivantes:

(Fig. 86). $Q = \frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g}\left[(h_1+k)^{\frac{3}{2}} - (h_0+k)^{\frac{3}{2}}\right]$,

(Fig. 87). $Q = \frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g}\left[(h_1+k)^{\frac{3}{2}} - (h_0+k)^{\frac{3}{2}}\right] + \mu ba\sqrt{2g}\sqrt{h_1+k}$,

(Fig. 88). $Q = \mu ba\sqrt{2g}\sqrt{h+k}$,

Fig. 86.

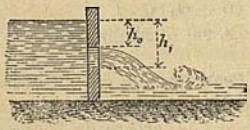
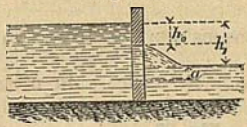


Fig. 87.

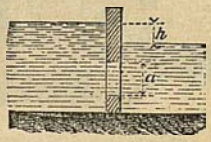


formules dans lesquelles

$k = \frac{v^2}{2g}$, v étant la vitesse de l'eau affluente, en m.

On prend $\mu = 0{,}6$ dans le cas où l'arête inférieure de l'ouverture se trouve haut placée par rapport au lit, et $= 0{,}65$ à $0{,}7$ lorsqu'elle se trouve au niveau de celui-ci.

Fig. 88.



e. Écoulement de l'eau sous pression décroissante.

1. Soient:

h la charge d'eau ou hauteur de charge initiale en m,

G la section horizontale supposée constante du vase duquel l'eau s'écoule, en m^2,

F la section de l'orifice d'écoulement, en m^2,

Q le débit par seconde si la vitesse initiale restait constante, en m^3,

μ le coefficient de dépense.

Si la quantité d'eau qui afflue dans le vase est plus grande ou plus petite que la quantité $\mu F\sqrt{2gh}$, le niveau de l'eau dans le vase monte ou descend jusqu'au moment où la charge d'eau devient égale à $\frac{1}{2g}\left(\frac{Q}{\mu F}\right)^2$; à partir du moment où cette condition est remplie, la charge et la vitesse d'écoulement restent constantes.

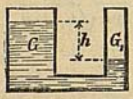
Si le vase n'est pas alimenté, le niveau de l'eau baisse suivant un mouvement uniformément retardé; le vase se vide entièrement en

$$t = \frac{2Gh}{\mu F\sqrt{2gh}} = \frac{2Gh}{Q} = 0{,}452\,\frac{G}{\mu F}\sqrt{h} \text{ secondes.}$$

Le temps nécessaire, dans l'écoulement libre, pour que la charge d'eau passe de h en h_1, est :

Fig. 89.

$$t = \frac{2G}{\mu F\sqrt{2g}}\left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}\right) = 0{,}452\,\mu F\left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}\right);$$



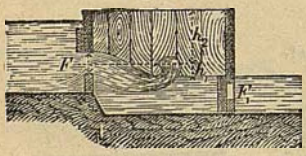
pour l'écoulement dans un vase communiquant G_1 (fig. 89),

$$t = \frac{2GG_1\left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}\right)}{\mu F\,(G + G_1)\sqrt{2g}}.$$

2. Supposons que nous ayons un sas (fig. 90) (chambre d'écluse), et soient :

h_1 la distance verticale du niveau de l'eau dans le sas au-dessous, et h_2 celle du niveau de l'eau dans le bief d'amont au-dessus du milieu de l'ouverture de l'écluse,

Fig. 90.



G *la section horizontale du sas*,

F l'ouverture de l'écluse supérieure,

F_1 l'ouverture de l'écluse inférieure :

Le temps qu'exige le remplissage du sas est :

$$t = \frac{(h_1 + 2h_2)G}{\mu F\sqrt{2gh_2}}.$$

Le temps nécessité pour la vidange du sas est :

1° lorsque l'orifice de la porte d'aval se trouve complètement au-dessous du niveau d'aval :

$$t = \frac{2G\sqrt{h_1 + h_2}}{\mu F_1\sqrt{2g}};$$

2° lorsque cet orifice se trouve partie au-dessus partie au-dessous de ce niveau :

$$t = \frac{2G\,(h_1 + h_2)}{\mu b \sqrt{2g}\left(a_1 \sqrt{h_1 + h_2 - \frac{a_1}{2}} + a_2 \sqrt{h_1 + h_2}\right)},$$

où a_1 représente la hauteur de la partie de l'orifice au-dessus du niveau d'aval,

a_2, la hauteur de la partie de l'orifice au-dessous du niveau d'aval,

b, la largeur de l'orifice.

f. **Mouvement de l'eau dans les conduites fermées (tuyaux).**

La formule fondamentale permettant de déterminer la perte de charge est :

$$h = \left(1 + \zeta + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g} \text{ (tuyaux circulaires)},$$

où

l représente la longueur de la conduite en m, à partir du réservoir d'alimentation,

d, le diamètre des tuyaux de la conduite en m,

v, la vitesse de l'eau en m par seconde,

h, la hauteur de charge, en m, correspondant à la longueur l,

ζ, le coefficient de résistance à l'entrée de l'eau dans la conduite,

λ, le coefficient de frottement que comporte le mouvement de l'eau par rapport aux parois.

L'expression $\frac{v^2}{2g}$ donne la partie de la hauteur de charge perdue pour animer l'eau de la vitesse initiale v; $\zeta \frac{v^2}{2g}$ représente la perte de charge résultant de la contraction de l'eau à son entrée dans la conduite, ζ est en moyenne égal à 0,505, cependant il peut, par suite de raccords (arrondis) convenables, descendre jusqu'à 0,08; enfin, $\lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ donne la perte de charge due au frottement de l'eau dans les tuyaux.

Pour une section de forme quelconque de périmètre ou contour P et de superficie S, on doit, dans la formule ci-dessus, remplacer

$$\lambda \frac{l}{d} \text{ par } \frac{\lambda}{4} \frac{P}{S} l.$$

Par exemple, pour la section rectangulaire de côtés a et b, on remplace

$$\lambda \frac{l}{d} \text{ par } \lambda \frac{a+b}{2ab} l.$$

Tableau donnant le débit d'eau par seconde $\left(Q = v.\frac{\pi d^2}{4}\right)$.

de $d = 0{,}025\,m$ à $1\,m$ de diamètre, pour les vitesses

v en mètres	λ	0,025	0,050	0,075	0,100	0,125	0,150	0,200
0,05	0,0568	0,0015 0,0289	0,0059 0,0145	0,0133 0,0096	0,0236 0,0072	0,0368 0,0058	0,0530 0,0048	0,0942 0,0936
0,10	0,0444	0,0029 0,0905	0,0118 0,0452	0,0265 0,0302	0,0471 0,0226	0,0736 0,0181	0,1060 0,0151	0,1885 0,0113
0,15	0,0389	0,0044 0,1783	0,0177 0,0892	0,0398 0,0594	0,0707 0,0446	0,1104 0,0357	0,1590 0,0297	0,2827 0,0223
0,20	0,0356	0,0059 0,2902	0,0236 0,1451	0,0530 0,0967	0,0942 0,0723	0,1473 0,0540	0,2121 0,0484	0,3770 0,0363
0,25	0,0333	0,0074 0,4249	0,0295 0,2125	0,0663 0,1416	0,1178 0,1062	0,1841 0,0850	0,2651 0,0708	0,4712 0,0531
0,30	0,0317	0,0088 0,5817	0,0353 0,2908	0,0795 0,1939	0,1414 0,1454	0,2209 0,1163	0,3181 0,0969	0,5655 0,0727
0,40	0,0294	0,0118 0,9584	0,0471 0,4792	0,1060 0,3195	0,1885 0,2396	0,2945 0,1917	0,4241 0,1597	0,7540 0,1198
0,50	0,0278	0,0147 1,4166	0,0589 0,7083	0,1325 0,4722	0,2356 0,3542	0,3682 0,2833	0,5301 0,2361	0,9425 0,1771
0,60	0,0266	0,0177 1,9545	0,0707 0,9772	0,1590 0,6515	0,2827 0,4886	0,4418 0,3909	0,6362 0,3257	1,1310 0,2443
0,70	0,0257	0,0206 2,5694	0,0825 1,2847	0,1856 0,8565	0,3299 0,6423	0,5154 0,5139	0,7422 0,4282	1,3195 0,3212
0,80	0,0250	0,0236 3,2607	0,0942 1,6303	0,2121 1,0869	0,3770 0,8152	0,5890 0,6521	0,8482 0,5434	1,5080 0,4075
0,90	0,0244	0,0265 4,0261	0,1060 2,1030	0,2386 1,3420	0,4241 1,0065	0,6627 0,8052	0,9543 0,6710	1,6965 0,5033
1,00	0,0239	0,0295 4,8665	0,1178 2,4332	0,2651 1,6222	0,4712 1,2166	0,7363 0,9733	1,0603 0,8111	1,8850 0,6083
1,25	0,0229	0,0368 7,2852	0,1473 3,6426	0,3313 2,4284	0,5890 1,8213	0,9204 1,4570	1,3254 1,2142	2,3562 0,9107
1,50	0,0221	0,0442 10,151	0,1767 5,0757	0,3976 3,3838	0,7069 2,5378	1,1045 2,0303	1,5904 1,6919	2,8274 1,2689
1,75	0,0216	0,0515 13,461	0,2062 6,7306	0,4639 4,4871	0,8247 3,3653	1,2885 2,6923	1,8555 2,2435	3,2987 1,6825
2,00	0,0211	0,0589 17,199	0,2356 8,5994	0,5301 5,7329	0,9425 4,2997	1,4726 3,4398	2,1206 2,8665	3,7699 2,1499
2,50	0,0204	0,0736 25,981	0,2945 12,991	0,6627 8,6604	1,1781 6,4953	1,8408 5,1962	2,6507 4,3302	4,7124 3,2476
3,00	0,0198	0,0884 36,357	0,3534 18,178	0,7952 12,119	1,4137 9,0891	2,2089 7,2713	3,1809 6,0594	5,6549 4,5446

*) Voir page 192.

et la perte de charge *) $\left(h_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}\right)$ pour les tuyaux de conduite de $v = 0{,}05\,m$ à $3\,m$ et pour la longueur $l = 100\,m$.

0,250	0,300	0,333	0,400	0,500	0,600	0,750	1,000 mètres	
0,1473	0,2121	0,2618	0,3770	0,5891	0,8482	1,3254	2,3562	Q_1 *
0,0029	0,0024	0,0022	0,0018	0,0014	0,0012	0,0010	0,0007	h_1
0,2945	0,4241	0,5236	0,7540	1,1781	1,6965	2,6507	4,7124	Q_1
0,0090	0,0075	0,0068	0,0057	0,0045	0,0038	0,0030	0,0023	h_1
0,4418	0,6362	0,7854	1,1310	1,7672	2,5447	3,9761	7,0686	Q_1
0,0178	0,0149	0,0134	0,0111	0,0089	0,0074	0,0059	0,0045	h_1
0,5890	0,8482	1,0472	1,5080	2,3562	3,3929	5,3014	9,4248	Q_1
0,0290	0,0242	0,0217	0,0181	0,0145	0,0121	0,0097	0,0072	h_1
0,7363	1,0603	1,3090	1,8850	2,9452	4,2412	6,6268	11,781	Q_1
0,0425	0,0354	0,0319	0,0266	0,0213	0,0177	0,0142	0,0106	h_1
0,8836	1,2723	1,5708	2,2619	3,5343	5,0894	7,9521	14,137	Q_1
0,0582	0,0485	0,0436	0,0364	0,0291	0,0242	0,0194	0,0145	h_1
1,1781	1,6965	2,0944	3,0159	4,7124	6,7858	10,603	18,850	Q_1
0,0985	0,0799	0,0719	0,0599	0,0479	0,0399	0,0319	0,0240	h_1
1,4726	2,1206	2,6180	3,7699	5,8905	8,4823	13,254	23,562	Q_1
0,1417	0,1181	0,1062	0,0885	0,0708	0,0590	0,0472	0,0354	h_1
1,7671	2,5447	3,1416	4,5239	7,0686	10,179	15,904	28,274	Q_1
0,1954	0,1629	0,1466	0,1222	0,0977	0,0814	0,0651	0,0489	h_1
2,0617	2,9688	3,6652	5,2779	8,2467	11,875	18,555	32,987	Q_1
0,2594	0,2141	0,1927	0,1606	0,1285	0,1071	0,0856	0,0642	h_1
2,3562	3,3929	4,1888	6,0319	9,4248	13,572	21,206	37,699	Q_1
0,3261	0,2717	0,2446	0,2038	0,1630	0,1359	0,1087	0,0815	h_1
2,6507	3,8170	4,7124	6,7854	10,603	15,268	23,856	42,411	Q_1
0,4026	0,3355	0,3020	0,2516	0,2013	0,1678	0,1342	0,1007	h_1
2,9452	4,2412	5,2360	7,5398	11,781	16,965	26,507	47,124	Q_1
0,4866	0,4055	0,3650	0,3042	0,2433	0,2028	0,1622	0,1217	h_1
3,6816	5,3015	6,5450	9,4248	14,726	21,206	33,134	58,905	Q_1
0,7285	0,6071	0,5464	0,4553	0,3643	0,3036	0,2428	0,1821	h_1
4,4179	6,3617	7,8540	11,310	17,671	25,447	39,761	70,686	Q_1
1,0151	0,8459	0,7613	0,6345	0,5076	0,4230	0,3384	0,2538	h_1
5,1542	7,4220	9,1630	13,195	20,617	29,688	46,388	82,467	Q_1
1,3461	1,1218	1,0096	0,8412	0,6731	0,5609	0,4487	0,3365	h_1
5,8905	8,4823	10,472	15,080	23,562	33,929	53,014	94,248	Q_1
1,7199	1,4332	1,2899	1,0749	0,8599	0,7166	0,5733	0,4300	h_1
7,3631	10,603	13,090	18,850	29,452	42,411	66,268	117,81	Q_1
2,5981	2,1651	1,9486	1,6238	1,2991	1,0825	0,8660	0,6495	h_1
8,8357	12,723	15,708	22,620	35,343	50,894	79,521	141,37	Q_1
3,6357	3,0297	2,7267	2,2723	1,8178	1,5149	1,2119	0,9089	h_1

* Q_1 représente le débit par minute, $Q_1 = 60\,Q$

Si le réservoir alimentant la conduite se trouve en dehors du parcours considéré, le terme $(1+\zeta)\frac{v^2}{2g}$ disparaît de l'équation fondamentale; si de plus on néglige la valeur de $(1+\zeta)\frac{v^2}{2g}$ par rapport à $\lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}$ (ce qui est permis en général dans les grandes conduites), on obtient :

$$h_1 = \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}.$$

1. *Coefficient de frottement de Weisbach.*

D'après Weisbach,

$$\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}} \quad (v \text{ en } m.)$$

Le tableau ci-dessous et celui contenu dans les pages 190 et 191 donnent les valeurs de λ correspondant à différentes valeurs de v ; ce dernier tableau contient en outre les débits et les coefficients de résistance correspondant à la formule simplifiée :

$$h_1 = \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}.$$

$v =$	$4m$	$5m$	$6m$	$7m$	$8m$	$10m$	$12m$	$15m$
$\lambda =$	0,0191	0,0187	0,0183	0,0180	0,0177	0,0174	0,0171	0,0168

Si la perte de charge $(1+\zeta)\frac{v^2}{2g}$, due au branchement de la conduite sur le réservoir, ne peut être négligée, on procède comme il suit.

a. La formule suivante donne la *hauteur de charge h* nécessaire pour qu'une conduite de tuyaux de longueur l et de diamètre d débite par seconde une quantité d'eau déterminée Q :

$$h = h_1 + (1+\zeta)\frac{v^2}{2g} = h_1 + 1{,}505\frac{v^2}{2g} = \left(1{,}505 + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{v^2}{2g};$$

dans cette formule, on prend pour λ la valeur correspondant à

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = 1{,}2732\frac{Q}{d^2}.$$

b. La formule ci-dessous donne le diamètre d d'une conduite de tuyaux correspondant à une perte de charge donnée h et à un débit Q également donné :

$$d = 0{,}95884\sqrt[5]{\left(1{,}505\,d + \lambda l\right)\frac{Q^2}{gh}}.$$

On remplace sous le signe radical d et λ par des valeurs approchées, et on obtient une première valeur approchée d_1 du diamètre cherché ; on calcule alors

$$v = \frac{4Q}{\pi d_1^2};$$

on cherche ensuite page 192 la valeur correspondante de λ; on remplace alors λ et d_1 dans la formule ci-dessus, et on obtient une seconde valeur approchée d_2 du diamètre cherché, et ainsi de suite jusqu'à ce que deux valeurs approchées consécutives de d ne diffèrent entre elles que d'une quantité négligeable ; dans la plupart des cas, la valeur d_2 donne un résultat suffisamment exact.

c. La formule suivante donne le débit Q correspondant à une conduite de tuyaux de dimensions données, pour une perte de charge h également donnée :

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v = 0{,}7854\, d^2 v$$

où v se détermine d'après la formule

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1{,}505 + \lambda \frac{l}{d}}},$$

après avoir supposé une valeur pour v et avoir cherché la valeur correspondante de λ (page 192).

2. *Coefficient de frottement de Darcy.*

D'après des expériences plus récentes que celles de Weisbach, Darcy a trouvé que λ dépendait moins de v, que du diamètre d de la conduite ; d'après lui, $\lambda = 0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}$.

Si pour plus de commodité d'emploi, on remplace v en fonction de Q dans la formule fondamentale $h_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$, on obtient .

$$\frac{h_1}{l} = \frac{16\lambda}{2g\pi^2} \frac{Q^2}{d^5},$$

$\frac{h_1}{l} = J$ est la pente par m de longueur de la conduite (dans les conduites horizontales J, est donné réellement par la chute des niveaux de l'eau dans les piézomètres). Désignant l'expression $\frac{16\lambda}{2g\pi^2}$ par α, on a :

$$\frac{J}{Q^2} = \alpha \cdot \frac{1}{d^5}.$$

Le tableau suivant donne pour différents diamètres d les valeurs correspondantes de $\frac{J}{Q^2}$.

d m	$\frac{J}{Q^2}$	d m	$\frac{J}{Q^2}$
0,010	58 393 600	0,200	5,791
0,012	20 657 600	0,225	3,173
0,015	5 847 700	0,250	1,8548
0,020	1 169 200	0,275	1,1419
0,025	340 160	0,300	0,7339
0,030	125 200	0,325	0,4889
0,035	54 120	0,350	0,3357
0,040	26 296	0,375	0,2367
0,045	13 960,7	0,400	0,17075
0,050	7 945,5	0,425	0,12565
0,055	4 781,2	0,450	0,09412
0,060	3 012,8	0,475	0,07162
0,065	1 972,7	0,500	0,05528
0,070	1 334,4	0,550	0,03417
0,075	928,31	0,600	0,02203
0,080	661,65	0,650	0,01472
0,085	481,61	0,700	0,010135
0,090	357,26	0,750	0,007161
0,095	269,45	0,800	0,005175
0,100	206,327	0,850	0,003816
0,125	64,847	0,900	0,002863
0,150	25,326	0,950	0,002181
0,175	11,473	1,000	0,001187

Si la perte de charge due au branchement de la conduite sur le réservoir ne peut pas être négligée, on peut obtenir sa valeur par quelques essais de calcul.

Les valeurs trouvées au moyen des formules ci-dessus ne s'appliquent que dans le cas de parois d'écoulement lisses. Dans les tuyaux devenus rugueux par suite d'oxydation ou de dépôts, l'eau s'écoule beaucoup plus difficilement que ne le supposent les formules ci-dessus. C'est pour cela que Darcy a proposé d'introduire dans le calcul un coefficient de sûreté égal à 2. Dans le cas d'eau tout à fait pure et de tuyaux bien protégés contre l'oxydation, le coefficient de sûreté peut se rapprocher de 1, tandis qu'il doit être pris supérieur à 2 dans le cas d'une eau très impure. Il est bon d'augmenter le coefficient de sûreté dans le cas de tuyaux d'un faible diamètre.

Pour utiliser le tableau ci-dessus, il faut multiplier les valeurs de $\frac{J}{Q^2}$ par le coefficient de sûreté correspondant à la question.

3. *Coefficient de résistance d'après Dupuit.*

Dans les réseaux de tuyaux ayant pour objet la distribution des eaux potables,

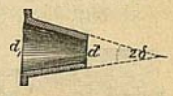
$$\lambda = 0{,}03025.$$

Dans cette valeur, sont comprises les résistances provenant des coudes, branchements et changements de section. Cette valeur de λ, pour des tuyaux de diamètres moyens, correspond à un coefficient de sûreté de 1,5 pour le λ de Darcy, abstraction faite des résistances mentionnées; α correspondant au λ de Dupuit est environ égal à $\frac{1}{400}$, de telle sorte que la formule peut s'écrire :

$$J = \left(\frac{Q}{20}\right)^2 \cdot \frac{1}{d^5}.$$

4. La hauteur de résistance h_1 d'un *tuyau conique* (fig. 91) est :

Fig. 91.



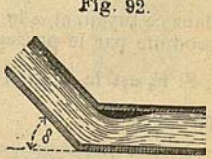
$$h_1 = \frac{1}{8} \frac{\zeta}{\sin \delta} \left[1 - \left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v^2}{2g},$$

où δ représente l'angle que fait l'axe du cône avec sa génératrice.

5. La *perte de charge* (hauteur de résistance, occasionnée par le passage de l'eau est

1° dans un *coude brusque* (fig. 82) :

Fig. 92.



$$h_1 = \zeta_1 \frac{v^2}{2g},$$

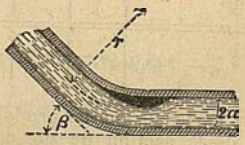
où

$$\zeta_1 = 0{,}9457 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2{,}047 \sin^4 \frac{\delta}{2}.$$

Pour $\frac{\delta}{2} =$	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°
on a : $\zeta_1 =$	0,046	0,139	0,364	0,740	0,984	1,260	1,861	2,431

2° dans un *coude arrondi* (fig. 93) :

Fig. 93.



$$h_1 = \zeta_2 \frac{\beta}{90^\circ} \frac{v^2}{2g};$$

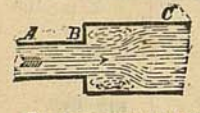
dans cette formule,

$$\zeta_2 = 0{,}131 + 1{,}848 \left(\frac{a}{r}\right)^{\frac{7}{2}}.$$

Pour $\frac{a}{r} = 0{,}1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
on a : $\zeta_2 = 0{,}131$	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

6. *Perte de charge* due à un *changement brusque de vitesse*,

Fig. 94.



1° dans le cas de la fig. 94 :

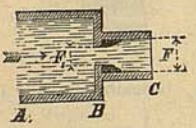
$$h_1 = \frac{(v_1 - v)^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

c'est-à-dire le coefficient de résistance

$$\zeta_1 = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

F_1 représente la section du tuyau AB et v_1 la vitesse de l'eau dans ce tuyau, F la section du tuyau BC et v la vitesse correspondante.

Fig. 95.



2° dans le cas de la fig. 95 :

$$h_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} \quad \text{et} \quad \zeta_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2,$$

F_1 est la section de l'ouverture dans la cloison, F la section du tuyau BC, v la vitesse dans ce tuyau, et α le coefficient de contraction parfaite ou imparfaite produite par le passage de l'eau par F.

Si F_2 est la section du tuyau d'arrivée AB, et si $\frac{F_1}{F_2}$ est petit, on a pour :

$\frac{F_1}{F} = 0{,}1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_1 = 231{,}7$	50,99	19,78	9,612	5,256	3,077	1,876	1,169	0,734	0,480

Si $F_2 = F$, on obtient pour :

$\frac{F_1}{F_2} = \frac{F_1}{F} = 0{,}1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_1 = 225{,}9$	47,77	17,51	7,801	3,753	1,796	0,797	0,290	0,060	0,000

7. La perte de charge produite par le rétrécissement ou étranglement de la section de passage (comme dans les vannes, robinets,

soupapes d'admission, soupapes coniques et clapets) est donnée par :

$$h_1 = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Fig. 96.



Pour le coefficient de résistance ζ dû au passage de l'eau :

1° au travers d'une vanne se trouvant dans un *tuyau* ayant la forme d'un *parallélipipède* de section F, on a (fig. 96) :

si $\frac{F'}{F} =$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\zeta =$	0,09	0,39	0,95	2,08	4,02	8,12	17,8	44 5	193

2° au travers d'une *vanne* dans un *tuyau cylindrique* de section F on a (fig. 97) :

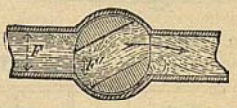
Fig. 97.

Abaissement	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
$\frac{F'}{F} =$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
$\zeta =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8



3° pour les *robinets* de sections *rectangulaire*, et *circulaire* si nous appelons ζ le coefficient de résistance pour la première de ces sections, et ζ_1 celui pour la seconde, nous avons :

Fig. 98.



Angle de déplacement $\alpha =$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°	66 $\frac{3}{4}$°	82 $\frac{1}{2}$°
$\frac{F'}{F} =$	0,849	0,687	0,520	0,352	0,188	—	—	0	—
$\zeta =$	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3	—	—	∞	—
$\frac{F'}{F} =$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091	—	0
$\zeta_1 =$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486	—	∞

4° pour les *valves* ou *papillons* placés dans les *tuyaux* en forme de *parallélipipède* ou de *cylindre*, si l'on appelle ζ le coefficient de résistance pour la première de ces formes, et ζ_1 celui pour la seconde, on a (fig. 99) :

Fig. 99.



Angle de déplacement $\alpha =$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
$\frac{F'}{F} =$	0,826	0,658	0,500	0,357	0,234	0,134	0,060	0
$\zeta =$	0,45	1,34	3,54	9,27	24,9	77,4	368	∞
$\zeta_1 =$	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	751	∞

5° pour les *soupapes coniques*, on a (fig. 100) :

Fig. 100.

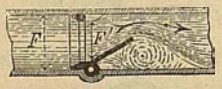


$$\zeta = (1{,}645\,\frac{F}{F'} - 1)^2,$$

lorsque F' représente la surface de passage à l'endroit du siège de la soupape, et F la section du tuyau.

On suppose la levée au moins égale au demi-diamètre de l'ouverture de la soupape.

Fig. 101.



6° pour les *soupapes à charnière* ou *clapets* (fig. 101), on a :

$$\zeta = \left(\frac{F}{\alpha F'} - 1\right)^2, \text{ où}$$

F représente la section du tuyau, et F' celle de la section de passage à l'endroit du siège de la soupape. Le tableau suivant contient les valeurs approchées de α pour différents angles d'ouverture :

Angles d'ouverture	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°	70°
$\alpha =$	0,178	0,210	0,250	0,289	0,342	0,394	0,458	0,524	0,670	0,811
$\zeta =$	90	62	42	30	20	14	9,5	6,6	3,2	1,7

g. Élévation des jets d'eau.

h représente en m, la hauteur de charge mesurée jusqu'à l'embouchure du jet, soustraction faite de la perte de charge due aux résistances jusqu'à l'entrée dans cette embouchure,

s la hauteur en m, à laquelle s'élève le jet,

H la plus grande valeur de la hauteur de charge en m, pour laquelle les expériences ont été faites ;

α, β, γ sont des coefficients numériques dépendant de la hauteur de charge et de la conformation de l'embouchure.

Pour des hauteurs de charge comprises entre 1,7 m et 11,3 m, et pour des orifices de décharge en mince paroi qui avaient 6,5; 6,7; et 13 mm de diamètre, Mariotte a établi la formule suivante :

$$h = s + 0{,}01026\,s^2.$$

D'après d'Aubuisson,

$$s = h - 0{,}01\,h^2.$$

Ces deux formules donnent des résultats satisfaisants jusqu'à une hauteur de charge au maximum égale à 5 m.

Weisbach, d'après de nouvelles expériences, a trouvé *)

$$s = \frac{h}{\alpha + \beta h + \gamma h^2}. \qquad (1)$$

Tableau des coefficients α, β, γ *pour différentes embouchures* **) *et hauteurs de charge.*

1. Ouvertures en mince paroi.

a. Ouvertures circulaires de diamètre d.

d	α	β	γ	h	$\frac{s}{h}$ ***)		
mm				*m*	Pour $h = 5m$	$= 10m$	$= 15m$
4,0	1	0,026310	0	2,64	0,884	—	—
7,1	1	0,010348	0,0011851o	12,61	0,925	0,818	0,703
10,0	1	0,011578	0,00058185	21,77	0,933	0,853	0,766
14,1	1	0,007782	0,00060377	17,92	0,949	0,879	0,798
25,5	1	0,000943	0,00022780	13,74	0,990	0,969	0,939

b. Ouverture carrée de côté $= d$.

d	α	β	γ	h	$\frac{s}{h}$		
mm				*m*	Pour $h = 5m$	$= 10m$	$= 15m$
7,8	1	0,020238	0,00094020	21,06	—	0,772	—

*) *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieurs*, 1861, page 113.

**) Ajutages.

***) Les valeurs de $\frac{s}{h}$ ont été calculées à l'aide de la formule (1).

2. Ajutages coniques et conoïdaux de diamètre $= d$ à l'ouverture.

	d	α	β	γ	h	$\frac{s}{h}$		
					m	Pour $h=5m$	$=10m$	$=15m$
a)†	10,0	1,0272	0,000476	0,00095614	17,78	0,950	0,887	0,801
b)	10,0	1,0162	0,007107	0,00040600	20,52	0,942	0,886	0,824
c)	10,0	1,0453	0,000373	0,00085900	18,08	0,936	0,881	0,804
d)	14,1	1,0216	0,002393	0,00032676	13,54	0,960	0,928	0,884
e)	16,0	1,0600	0,005289	0,00717700	17,68	0,950	0,927	0,876

†) Forme de l'ajutage,

a) conoïdal, prenant naissance dans la paroi supérieure d'un réservoir, et devenant cylindrique à l'orifice de décharge;

b) conique, arrondi intérieurement; longueur 40 *mm*, diamètre intérieur max. 20 *mm*;

c) long, en forme de buse; longueur 145 *mm*, convergence des génératrices $5\frac{3^{\circ}}{4}$;

d) le même que le précédent, mais raccourci de 40 *mm*, c'est-à-dire long de 105 *mm*,

e) conique (semblable à celui mentionné dans *c*), longueur 245 *mm*.

3. *Ajutages cylindriques.*

a) Longueur 50 *mm*, diamètre 10 *mm*, sans arrondi intérieur; il a été obtenu en moyenne :

$$\frac{s}{h} = 0{,}683,$$

pour des variations de h entre les limites 0,55 *m* et 2,58 *m*.

b) Pour les mêmes embouchures mais avec arrondis intérieurs, on obtient:

$$\frac{s}{h} = 0{,}939, \qquad \text{pour} \quad h = 0{,}38\,m \text{ à } 2{,}58\,m.$$

c) Un ajutage cylindrique, arrondi intérieurement, de longueur 150 *mm* et diamètre 10 *mm*, a donné les résultats suivants :

$\alpha = 1{,}295$; $\beta = 0{,}003756$; $\gamma = 0{,}0006020$; $H = 19{,}43$.

$h=$	$2m$	$6m$	$10m$	$14m$	$18m$	$20m$
$\frac{s}{h}=$	0,766	0,747	0,718	0,682	0,642	0,621

d) Longueur de l'ajutage $= 110$ *mm*, diamètre $= 14{,}1$ *mm* :

$\alpha = 1{,}115$; $\beta = 0{,}011860$; $\gamma = 0{,}00012775$; $H = 14{,}53$.

En général, les ajutages coniques arrondis intérieurement donnent des résultats avantageux, surtout lorsque la longueur de l'embouchure est égale à 3 ou 4 fois le diamètre à l'ouverture.

Les circonstances étant en tous points égales, le rapport $\frac{s}{h}$ est d'autant plus grand que le diamètre de l'ouverture est lui-même plus grand. Pour des surfaces d'ouverture égales, $\frac{s}{h}$ est d'autant plus grand que le contour de l'ouverture se rapproche davantage de la circonférence de cercle.

h. Mouvement de l'eau dans les canaux et rivières.

1. *Formules pour le mouvement uniforme.*

La vitesse moyenne de l'eau dans une section transversale, (*vitesse moyenne de section*) est :

$$v = \frac{\text{Quantité d'eau passant par seconde}}{\text{Superficie de la section du canal}} = \frac{Q}{S}.$$

Soient :

l la longueur d'une portion de canal, en m,

h la pente ou hauteur de chute totale de la portion de canal considérée, en m,

S la surface de la section du cours d'eau, en m^2,

P le périmètre mouillé, en m,

$J = \frac{h}{l}$ la pente par m, et

$R = \frac{S}{P}$ le *rayon moyen* ou *rayon hydraulique* ;

alors d'une façon générale on a :

$$v = c\sqrt{RJ}.$$

Pour obtenir les valeurs les plus justes de c, on prend actuellement d'une part celles données par Bazin, et d'autre part celles données par Ganguillet et Kutter. Bazin, opérant dans des petits canaux d'essai, pose comme formule fondamentale :

$$c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \frac{\beta}{R}}}.$$

Les valeurs de α et β dépendent du degré de rugosité du périmètre mouillé ; comme valeurs moyennes, on a pour :

	$\alpha =$	$\beta =$
Bois raboté et ciment	0,00015	0,0000045
Pierre de taille et bois non-raboté	0,00019	0,0000133
Maçonnerie en moellons	0,00024	0,00006
Terre	0,00028	0,00035
Cailloux roulés ou galets.	0,00040	0,0007

Les valeurs de α et β pour cailloux roulés ont été données par Kutter.

Le tableau suivant renferme les valeurs de c (d'après Bazin) correspondant à différentes valeurs de R pour divers degrés de rugosité du lit :

R m	Valeurs de c				
	Bois raboté et ciment	Pierre de taille et bois non raboté	Maçonnerie de moellons	Terre	Cailloux roulés
0,10	71,6	55,6	34,5	16,3	11,6
0,15	74,5	59,9	39,5	19,6	14,0
0,20	76,1	62,4	43,0	22,2	16,0
0,25	77,2	64,1	45,0	24,4	17,7
0,30	77,8	65,3	47,7	26,3	19,1
0,35	78,4	66,2	49,3	28,0	20,4
0,40	78,8	66,9	50,6	29,4	21,6
0,45	79,1	67,5	51,8	30,7	22,6
0,50	79,3	67,9	52,7	31,9	23,6
0,60	79,7	68,7	54,2	34,0	25,3
0,70	80,0	69,2	55,4	35,8	26,7
0,80	80,2	69,6	56,3	37,3	28,0
0,90	80,3	69,9	57,1	38,7	29,1
1,00	80,5	70,1	57,7	39,8	30,2
1,10	80,6	70,3	58,3	40,9	31,1
1,20	80,6	70,5	58,7	41,8	31,9
1,30	80,7	70,7	59,1	42,7	32,6
1,40	80,8	70,8	59,5	43,4	33,3
1,60	80,9	71,0	60,0	44,8	34,6
1,80	81,0	71,2	60,5	45,9	35,6
2,00	81,0	71,3	60,9	46,9	36,5
2,50	81,2	71,6	61,5	48,8	38,3
3,00	81,2	71,7	62,0	50,2	39,7
4,00	81,3	71,9	62,6	52,2	41,7
5,00	81,4	72,0	63,0	53,5	43,0
6,00	81,4	72,1	63,2	54,4	44,0

Kutter en se basant sur les résultats de Bazin, sur ceux de Humphreys et Abbot sur le Mississipi et sur plusieurs autres obtenus sur des cours d'eau naturels, donne la formule suivante :

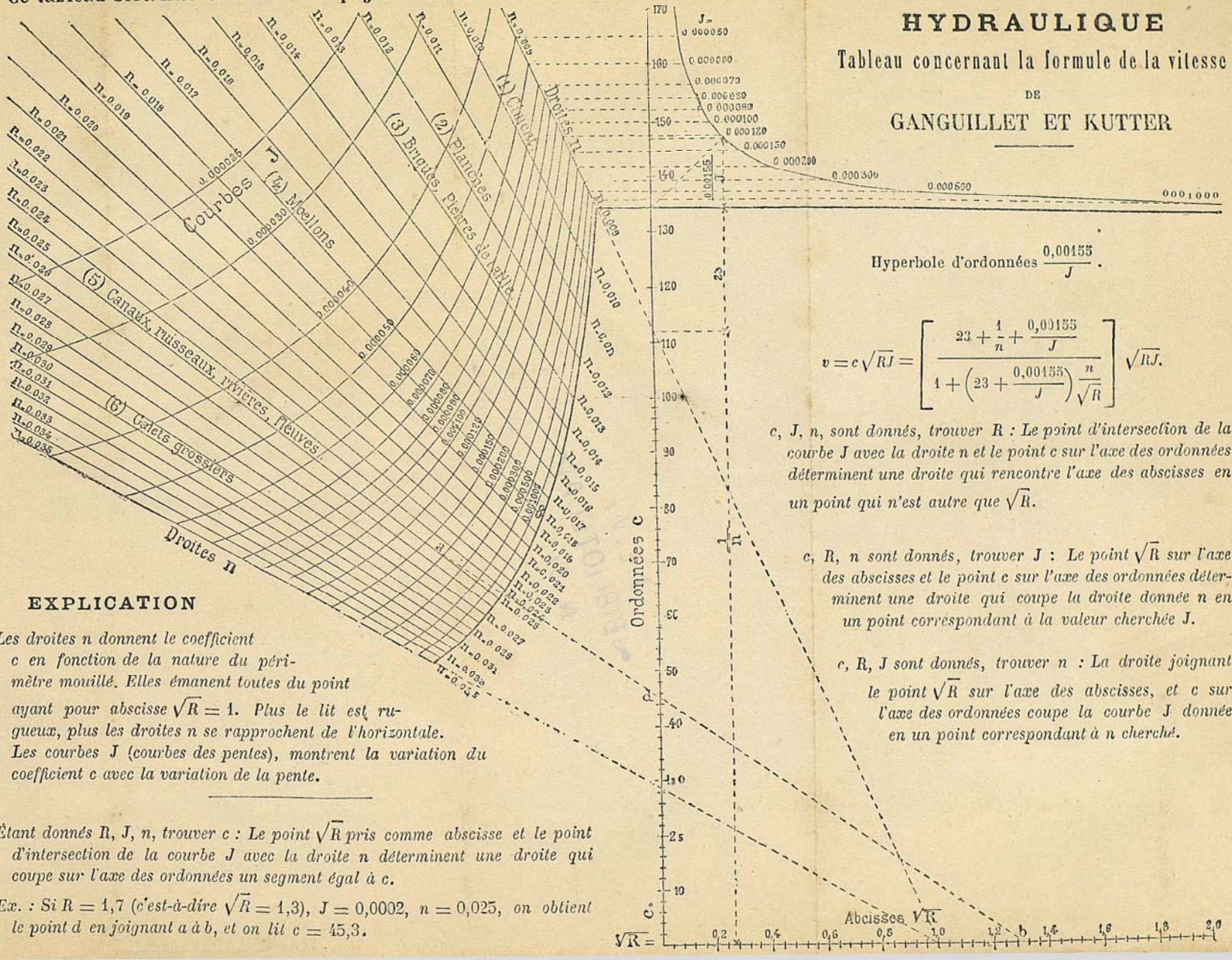
Ce tableau sera intercalé entre les pages 202 et 203

HYDRAULIQUE

Tableau concernant la formule de la vitesse

DE

GANGUILLET ET KUTTER



EXPLICATION

Les droites n donnent le coefficient c en fonction de la nature du périmètre mouillé. Elles émanent toutes du point ayant pour abscisse $\sqrt{R} = 1$. Plus le lit est rugueux, plus les droites n se rapprochent de l'horizontale. Les courbes J (courbes des pentes), montrent la variation du coefficient c avec la variation de la pente.

Étant donnés R, J, n, trouver c : Le point $\sqrt{R}$ pris comme abscisse et le point d'intersection de la courbe J avec la droite n déterminent une droite qui coupe sur l'axe des ordonnées un segment égal à c.

Ex. : Si $R = 1,7$ (c'est-à-dire $\sqrt{R} = 1,3$), $J = 0,0002$, $n = 0,025$, on obtient le point d en joignant a à b, et on lit $c = 45,3$.

$$\alpha = \frac{23 + \frac{1}{n} + \frac{0{,}00155}{J}}{1 + \left(23 + \frac{0{,}00155}{J}\right)\frac{n}{\sqrt{R}}} \text{ *).}$$

Dans cette formule, la valeur de n dépend du degré de rugosité du périmètre mouillé. Le tableau suivant donne les valeurs moyennes de n et de $\frac{1}{n}$ correspondant à la nature de ce périmètre mouillé.

	n	$\frac{1}{n}$
1. Canaux à parois très unies (bois soigneusement raboté, ciment lissé)	0,010	100
2. Canaux en planches	0,012	83
3. Canaux en pierres de taille bien équarries et en briques avec joints bien soignés	0,013	77
4. Canaux en moellons	0,017	59
5. Canaux en terre, ruisseaux, rivières, fleuves	0,025	40
6. Eaux avec galets grossiers et plantes aquatiques	0,030	33

En général, dans les rivières et fleuves, le coefficient de rugosité diminue de la source vers l'embouchure.

2. *Relation entre la vitesse maxima de l'eau à la surface et la vitesse moyenne de section.* On peut déterminer approximativement le débit d'un cours d'eau en déduisant la vitesse moyenne de section v, de la vitesse maxima à la surface v_1, qui elle, peut se déterminer facilement à l'aide d'un flotteur.

La formule donnée primitivement par Prony est:

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{v_1 + 2{,}372}{v_1 + 3{,}153}.$$

La formule suivante (de Bazin) donne des résultats plus exacts:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{1}{1 + 14\sqrt{\alpha + \frac{\beta}{R}}}.$$

Le tableau suivant, donnant le rapport $\frac{v}{v_1}$ pour différentes valeurs de R, a été calculé à l'aide de cette formule.

*) Pour la construction graphique de cette formule, voir tableau ci-contre.

R / m	Valeurs de $\frac{v}{v_1}$.				
	Bois raboté et ciment	Pierre de taille et bois non raboté	Maçonnerie de moellons	Terre	Cailloux roulés
0,10	0,84	0,80	0,71	0,54	0,45
0,20	0,85	0,82	0,76	0,61	0,53
0,30	0,85	0,82	0,77	0,65	0,58
0,40	0,85	0,83	0,78	0,68	0,61
0,50	0,85	0,83	0,79	0,70	0,63
0,70	0,85	0,83	0,80	0,72	0,66
1,00	0,85	0,83	0,81	0,74	0,68
1,50	0,85	0,84	0,81	0,76	0,71
2,00	0,85	0,84	0,81	0,77	0,72
3,00	0,85	0,84	0,82	0,78	0,74
4,00	0,85	0,84	0,82	0,79	0,75
5,00	0,85	0,84	0,82	0,79	0,76
6,00	0,85	0,84	0,82	0,80	0,76

3. *Variation de la vitesse de l'eau sur une même verticale.* Si l'on mène un plan parallèle à la direction du courant, le filet ayant la vitesse moyenne de tous les filets rencontrés par ce plan, se trouve à une distance de la surface de l'eau, de 0,55 à 0,6 de la profondeur du cours d'eau pour chaque point considéré. Le *fil de l'eau*, c'est-à-dire le point où la vitesse est la plus grande, se trouve souvent, non pas à la surface mais au-dessous, à une distance verticale pouvant atteindre 0,33 de la profondeur. Dans ce cas, la faute est très faible si l'on suppose encore la vitesse moyenne à 0,6 de la profondeur.

Le rapport $\frac{u}{u_1}$, de la vitesse moyenne u sur une même verticale à la vitesse u_1 au point où se trouve le fil de l'eau, est compris entre 0,93 et 0,78 ; le rapport de la vitesse au fond à la vitesse maxima $\frac{u_0}{u_1}$ varie entre les limites 0,83 et 0,4.

Plus le lit est rugueux et peu profond, plus aussi u et u_0 sont petits par rapport à u_1 *).

4. *Vitesses maxima et minima de l'eau dans les canaux.* S'il ne doit

*) Voir *Annales des Ponts et Chaussées*, 1875. Bazin. Sur la distribution des vitesses.

se former aucun dépôt dans un canal, il faut que la vitesse v de l'eau dans ce canal soit au moins la suivante :

Si l'eau charrie du fin limon, $v = 0{,}21\,m$; si l'on craint la production de dépôt de sable, $v = 0{,}42\ m$.

Le tableau suivant donne les vitesses en m que l'eau ne doit pas dépasser dans les canaux si l'on ne veut pas que le fond et les parois du lit soient entraînés.

Nature du lit	Vitesse à la surface	Vitesse moyenne	Vitesse au fond
Terres détrempées ou terres glaises brunes	0,15	0,11	0,08
Argiles grasses	0,30	0,23	0,16
Sables	0,60	0,46	0,31
Graviers	1,22	0,96	0,70
Pierres cassées	1,52	1,23	0,94
Schistes tendres, poudings	2,22	1,86	1,49
Roches en couches	2,75	2,27	1,82
Roches dures	4,27	3,69	3,14

5. *Sections transversales les plus avantageuses pour les canaux.*

Soient (fig. 102) :

a la profondeur du canal,

b la largeur inférieure,

δ l'angle des parois avec l'horizontale,

S la surface de la section du canal,

on a la section la plus avantageuse lorsque

Fig. 102.



$$a = \sqrt{\frac{S \sin \delta}{2 - \cos \delta}} \quad \text{et} \quad b = \frac{S}{a} - a \operatorname{ctg} \delta.$$

Le tableau suivant contient pour différents angles δ les valeurs les plus avantageuses de a, etc., la surface de la section du canal étant égale à 1. Si la surface de la section du canal est égale à S, on doit multiplier les valeurs se trouvant dans les colonnes 3, 4, 5, 6 et 7 par $\sqrt{S}$.

δ	ctg δ	a	b	a ctg δ	Largeur supérieure $b + 2a$ ctg δ	Périmètre mouillé P
90°	0,000	0,707	1,414	0,000	1,414	2,828
60°	0,577	0,760	0,877	0,439	1,755	2,632
45°	1,000	0,740	0,613	0,740	2,092	2,704
40°	1,192	0,722	0,525	0,860	2,246	2,771
36° 52′	1,333	0,707	0,471	0,943	2,357	2,828
35°	1,402	0,697	0,439	0,995	2,430	2,870
30°	1,732	0,664	0,536	1,150	2,656	3,012
26° 34′	2,000	0,636	0,300	1,272	2,844	3,144
demi-cercle	—	0,798	—	—	1,596	2,507

ctg δ représente dans la coupe fig. 102 la projection horizontale de la paroi correspondant à la profondeur 1,

a ctg δ, la projection horizontale de la partie mouillée d'une des parois.

Il est convenable de prendre pour les canaux creusés dans des terrains fermes et à parois avec revêtement. . . . . ctg $\delta = 1$

Pour les murs de soutènement . . . . . ctg $\delta = \frac{1}{2}$

Pour les canaux creusés dans des terrains fermes, à parois sans revêtement . . . . . ctg $\delta = 1\frac{1}{2}$

Pour les canaux creusés dans les terres meubles ou légères, le sable, etc. . . . . ctg $\delta = 2$

Si dans un tuyau circulaire fermé, on fait couler de l'eau de manière qu'elle remplisse de plus en plus la section, la vitesse moyenne de section est la plus grande possible lorsque le niveau de l'eau dans le tuyau comporte un périmètre mouillé correspondant à un angle au centre de 257° ; le débit maximum a lieu lorsque l'angle au centre du périmètre mouillé est de 308°.

6. *Mouvement variable.*

La formule fondamentale est :

$$dh = \frac{v dv}{g} + \frac{1}{R}\frac{v^2}{c^2} dl,$$

ou encore :

$$h = \frac{v_1^2 - v_0^2}{2g} + \int_{l_0}^{l_1} \frac{1}{R}\frac{v^2}{c^2} dl.$$

Le plus souvent, cette formule est employée pour rechercher dans

un lit prismatique, la courbe formée par le niveau de l'eau dans la coupe longitudinale du cours d'eau en amont d'un barrage. En posant, pour simplifier, $dv = 0$ et $R =$ profondeur du cours d'eau, Rühlmann trouve :

$$\frac{Jl}{t} = \frac{1}{3}\ln\frac{Z}{z} + \frac{2}{3}\frac{Z-z}{t} + \frac{1}{9}\frac{Z^2-z^2}{t^2} - \frac{1}{27}\frac{Z^3-z^3}{t^3} + \frac{1}{108}\frac{Z^4-z^4}{t^4}$$
$$- \frac{1}{468}\frac{Z^6-z^6}{t^6} + \frac{1}{567}\frac{Z^7-z^7}{t^7} - \frac{1}{972}\frac{Z^8-z^8}{t^8}.$$

Dans cette formule,

Z représente la hauteur du niveau exhaussé au-dessus du niveau primitif à l'extrémité inférieure (côté d'aval) d'une portion l du canal,

z la même hauteur à l'extrémité supérieure (côté d'amont) de la même portion l du canal,

J la pente par mètre du niveau primitif de l'eau ou du fond du canal,

t la profondeur du cours d'eau non exhaussé.

Rühlmann, en prenant toujours comme origine de la portion l du canal le point où $\frac{z}{t} = 0{,}0098$, et en faisant varier $\frac{Z}{t}$ de 0,01 à 4, a établi la formule et le tableau suivants :

$$l = \frac{t}{J}\left\{ f\left(\frac{Z}{t}\right) - f(0{,}01) \right\}.$$

Cette formule donne la longueur l, correspondant à $\frac{Z}{t}$, mesurée à partir du point où la hauteur du remous ne comporte plus que 0,01 de la profondeur. Comme cette hauteur de remous peut être négligée par rapport aux variations de niveau de la surface de l'eau, on peut considérer la formule que nous venons de donner comme l'expression donnant l'amplitude du remous.

$\frac{Z}{t}$	$f\left(\frac{Z}{t}\right)$	$\frac{Z}{t}$	$f\left(\frac{Z}{t}\right)$	$\frac{Z}{t}$	$f\left(\frac{Z}{t}\right)$
0,01	0,0067	0,3	1,3428	1,4	2,7264
0,02	0,2444	0,4	1,5119	1,5	2,8337
0,03	0,3863	0,5	1,6611	1,6	2,9401
0,04	0,4889	0,6	1,7980	1,7	3,0458
0,05	0,5701	0,7	1,9266	1,8	3,1508
0,06	0,6376	0 8	2,0495	1,9	3,2553
0,07	0,6958	0,9	2,1683	2,0	3,3594
0,08	0,7482	1,0	2,2839	2,5	3,8754
0,09	0,7933	1,1	2,3971	3,0	4,3843
0,1	0,8353	1,2	2,5683	3,5	4,4891
0,2	1,1361	1,3	2,6179	4,0	5,3958

i. **Choc de l'eau ou pression d'un jet contre surface ou paroi.**

Soient :

P la pression hydraulique exercée par une veine d'eau frappant contre une paroi, en *kg*,

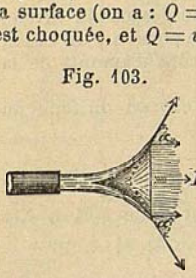
S la section de la veine, en m^2,

v la vitesse des molécules du fluide, en m par seconde,

c la vitesse avec laquelle la surface frappée se meut dans la direction de la veine,

Q la quantité d'eau en m^3 qui arrive par seconde en contact avec la surface (on a : $Q = (v - c)\ S$ si c'est toujours la même surface qui est choquée, et $Q = v\ S$ si, comme dans les roues hydrauliques, une série non interrompue de surfaces se présente continuellement à la veine),

Fig. 103.



γ le poids de 1 m^3 d'eau = 1000 kg.

1. Si le choc a lieu dans la direction de l'axe d'un corps de révolution (fig. 103), et si α représente l'angle de déviation de la veine, on a :

$$P = (1 - \cos\alpha)\frac{v - c}{g} Q\gamma ;$$

Pc est le travail transmis à la surface

Si $\alpha = 180°$ (fig. 104) :

$$P = 2\frac{v - c}{g} Q\gamma .$$

Fig. 104.



2. Pour le *choc normal* à une surface plane, on a :

$$P = \frac{v - c}{g} Q\gamma .$$

Si le plan est au repos :

$$P = \frac{v^2}{g} S\gamma = 2\,Sh\gamma .$$

3. *L'effet du choc* $E = Pc$ est maximum lorsque $c = \frac{v}{2}$; dans le cas particulier du choc normal contre une surface plane, on a donc :

$$E_{max} = \tfrac{1}{2}\frac{v^2}{2g} Q\gamma = \tfrac{1}{2} Qh\gamma .$$

Pour le choc contre une surface creuse renvoyant la veine dans la direction opposée, l'effet maximum est :

$$E_{max} = \frac{v^2}{2g} Q\gamma = Qh\gamma .$$

Fig. 105.



4. Si la veine fait un angle α avec le plan du choc et peut dévier

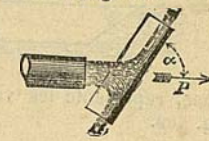
1° dans une direction seulement (fig. 105), on a :

$$P = (1 - \cos\alpha)\frac{v - c}{g} Q\gamma ;$$

2° dans deux directions (fig. 106):

$$P = \sin^2 \alpha \frac{v - c}{g} Q\gamma$$

Fig. 106.



et la pression dans la direction perpendiculaire à celle de la veine est :

$$T = \sin 2\alpha \frac{v - c}{2g} Q\gamma;$$

3° dans toutes les directions :

$$P = \frac{2 \sin^2 \alpha}{1 + \sin^2 \alpha} \frac{v - c}{g} Q\gamma.$$

k. Choc ou pression de l'eau illimitée sur les corps fixes et flottants.

S représente la section de la surface exposée à l'action de l'eau, en m^2,

v la vitesse relative de l'eau par rapport à cette surface, en m,

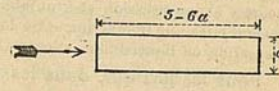
ζ un coefficient dépendant de la forme de la surface,

P, γ ont la même signification que dans *i*.

La pression de l'eau sur la surface est :

$$P = \zeta \frac{v^2}{2g} S\gamma.$$

Fig. 107.

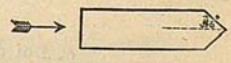


Pour un corps prismatique comme dans fig. 107, on a :

$$\zeta = 1{,}10.$$

Si le même corps a une arête vive sur le bout opposé à la direction du courant, comme dans la fig. 108,

Fig. 108.

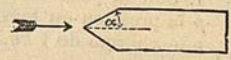


$$\zeta = 1.$$

Si le bout antérieur seulement est à arête vive (fig. 109) :

Pour $\alpha = 90°$	78°	66°	54°	42°	30°	18°	6°
$\zeta =$	1,10	1,05	0,93	0,76	0,60	0,48	0,46	0,44

Fig. 109.



Si les deux bouts sont à arête vive (fig. 110), on a :

Pour $\alpha = 90°$	78°	66°	54°	42°	30°	18°	6°
$\zeta =$	1,00	0,94	0,82	0,65	0,49	0,37	0,35	0,33

Fig. 110.

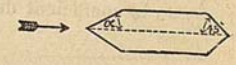
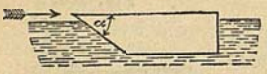


Fig. 111.



Si le corps a la forme indiquée dans la figure 111, on a pour le coefficient ζ les valeurs suivantes :

pour $\alpha = 45°$ $\quad \zeta = 0{,}55\,\zeta_1$,
pour $\alpha = 25°$ $\quad \zeta = 0{,}43\,\zeta_1$,

où ζ_1 représente les valeurs de ζ indiquées ci-dessus pour le cas fig. 109.

V. AÉROSTATIQUE *)

a. Équations fondamentales

Les équations fondamentales de l'aérostatique sont les mêmes que celles de l'hydrostatique (voir page 174); cependant le poids spécifique qui, dans les liquides, est sensiblement constant, dépend essentiellement dans les gaz, de la température et de la pression spécifique auxquelles ceux-ci sont soumis.

Théoriquement, il n'existe pas de différence entre les gaz dits permanents et les vapeurs ; car l'expérience a montré que tous les gaz peuvent être liquéfiés s'ils sont soumis à une pression et à un abaissement de température suffisants. On peut seulement faire une distinction entre les gaz se trouvant éloignés de leur point de condensation ou liquéfaction, et ceux s'en trouvant rapprochés (vapeurs).

Pour les gaz qui, dans les circonstances où on les étudie, sont très éloignés de leur point de condensation, on peut, avec une approximation suffisante, faire usage des lois suivantes.

b. Loi de Mariotte et de Gay-Lussac.

Cette loi peut être utilisée pour la détermination du poids d'une certaine quantité de gaz.

1. Soient, pour un certain état du gaz :

p la pression ou tension spécifique en kg par m^2,
v le volume de 1 kg. en m^3,
$\gamma = \frac{1}{v}$ le poids de 1 m^3, en kg,
t la température en degrés C,
$T = a + t$ la température absolue,
$\frac{1}{a} = \alpha$ le coefficient de dilatation du gaz (v. III^e partie, p. 227).

---

*) Voir chapitre : *Théorie mécanique de la chaleur* (p. 235).

De plus, soient : p_0, v_0, γ_0, t_0, T_0, les valeurs de p, v, γ, t, T pour un autre état du gaz ; alors on a :

$$\frac{vp}{v_0 p_0} = \frac{1+\alpha t}{1+\alpha t_0} = \frac{a+t}{a+t_0} = \frac{T}{T_0},$$

ou bien

$$\frac{vp}{T} = \frac{v_0 p_0}{T_0} = R = \text{const.} ;$$ *)

en moyenne $a = 273$;
pour l'air très raréfié, d'après Dronke, $a = 274{,}6$.

La constante R a les valeurs suivantes :

Pour l'air atmosphérique sec	$R = 29{,}545$ *kgm* par *kg*.	
Pour l'air atmosphérique ayant le degré d'humidité moyen	$R = 29{,}656$	—
Pour l'oxygène	$R = 26.724$	—
Pour l'azote	$R = 30{,}418$	—
Pour l'hydrogène	$R = 426{,}605$	—

Si R' est la même constante pour un autre gaz de poids γ' *kg* par m^3, pour les mêmes tension et température, on a :

$$R' = R\frac{\gamma}{\gamma'}.$$

Le rapport $\frac{\gamma}{\gamma'}$ peut être remplacé par celui des densités ou par celui des poids moléculaires.

2. Pour les vapeurs, la formule résumant la loi de *Mariotte-Gay-Lussac* :

$$\frac{vp}{T} = \frac{vp}{a+t} = R$$

peut également être employée, mais elle livre alors des résultats moins approchés que pour les gaz dits permanents. Il faut remplacer a par des valeurs divergeant de plus en plus de 273 à mesure que la vapeur se rapproche de son point de condensation.

D'après G. Schmidt (expériences de Hirn), pour la vapeur d'eau surchauffée, $a = 263$
et $R = 46.83$.

3. Comme cas spéciaux de la loi de Mariotte-Gay-Lussac, on a :

1° La *loi de Gay-Lussac* : Si la pression est constante, les variations de volume d'une certaine quantité de gaz sont proportionnelles aux variations de température ; ou bien les volumes sont entre eux comme les températures absolues.

---

*) $R = \frac{C_p - C_v}{A}$; $A = \frac{1}{428}$. (V. p. 235.)

Soient v_0, p_0, t_0, T_0 et v_1, p_1, t_1, T_1 les valeurs de v, p, t, T pour un second et un troisième états du gaz ; si $p = p_0 = p_1$, on a :

$$v - v_1 : v_0 - v_1 = t - t_1 : t_0 - t_1,$$

ou bien :

$$v : v_0 : v_1 = T : T_0 : T_1.$$

2° *La loi de Mariotte* : Si la température demeure constante, les volumes occupés par une certaine quantité de gaz sont inversement proportionnels aux pressions supportées par ce gaz.

Pour $T = T_0$, on a donc $v : v_0 = p_0 : p$.

3° Si le volume du gaz reste constant, les variations de pression sont proportionnelles aux variations de température ; ou bien, les pressions sont entre elles comme les températures absolues.

Pour $v = v_0$, on a ainsi :

$$p - p_1 : p_0 - p_1 = t - t_1 : t_0 - t_1, \text{ ou bien :}$$

$$p : p_0 : p_1 = T : T_0 : T_1.$$

4. Le poids G, en kg, de V m^3 d'air atmosphérique, à la température absolue T et à la tension spécifique p, comporte

$$G = 0{,}034165 \frac{pV}{T},$$

pour p en kg par m^2 ; et

$$G = 353{,}05 \frac{pV}{T},$$

pour p en atm. de 10334 kg par m^2.

c. Loi de Dalton.

Supposons plusieurs gaz (n'ayant aucune action chimique les uns sur les autres) renfermés simultanément dans un certain espace, et soient :

p_s la tension spécifique du mélange,

p, p', p''... les tensions spécifiques des différents gaz composant le mélange si chacun de ces gaz remplissait seul l'espace,

T la température absolue commune,

V le volume de l'espace rempli, en m^3,

G, G', G''... les poids des différents gaz, en kg,

R, R', R''... les constantes correspondant aux gaz (v. *b*, p. 211) ; alors on a :

$$p_s = p + p' + p'' + \ldots$$

$$= \frac{T}{V}(RG + R'G' + R''G'' + \ldots.)$$

VI. AÉRODYNAMIQUE

(Voir Théorie mécanique de la chaleur, p. 235.)

a. Écoulement des gaz dits permanents par l'orifice d'un vase.

Soient :

P la tension spécifique absolue en kg par m^2 d'un gaz dans un grand réservoir alimenté d'une façon continue afin que la pression dans ce vase puisse être considérée comme constante malgré l'écoulement,

p la tension spécifique de l'espace dans lequel a lieu l'écoulement, en kg par m^2,

t_1 la température dans le grand réservoir en degrés C,

γ le poids en kg de 1 m^3 de gaz pour la tension P et la température t_1,

$\alpha = \frac{1}{a} = \frac{1}{273}$ le coefficient de dilatation du gaz,

n le rapport des chaleurs spécifiques pour pression constante et volume constant (pour l'air $n = 1{,}41$),

φ le coefficient de vitesse (v. p 179),

g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81$ m,

R et a les constantes de la loi Mariotte-Gay-Lussac; (v. p. 211); la vitesse d'écoulement de l'air est alors :

$$v = \varphi \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \frac{P}{\gamma} \left[1 - \frac{p}{P}\right]^{\frac{n-1}{n}}},$$

où $\sqrt{2g\frac{P}{\gamma}} = 23{,}96 \sqrt{273 + t_1} = 396 \sqrt{1 + \alpha t_1}$.

Si l'orifice d'écoulement est convenablement arrondi, $\varphi = 0{,}981$.

La température t_2 du gaz dans l'orifice d'écoulement est :

$$t_2 = t_1 - \frac{v^2}{2gR} \frac{n-1}{n};$$

on aurait pour $\varphi = 1$: $t_2 = T_1 \left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{n-1}{n}}$, formule où $T_1 = a + t_1$.

Le volume spécifique v_2 *) du gaz en mouvement s'obtient au moyen de la formule :

$$v_2 = \frac{RT_2}{p}, \qquad \text{où} \quad T_2 = a + t_2.$$

*) v_2 = volume, en m^3, occupé par 1 kg. de gaz.

Le débit Q en m^3 par sec. (mesuré à la pression intérieure P et à la température intérieure t_1) d'un orifice de section S en m^2, comporte :

$$Q = 734\,\mu\,S\sqrt{1+\frac{t_1}{273}}\cdot\sqrt{\left(\frac{p}{P}\right)^{1,41844}-\left(\frac{p}{P}\right)^{1,70922}}.$$

Pour réduire ce volume Q au volume Q_0 que le gaz occupera dans le milieu dans lequel s'effectue l'écoulement, on se sert de la formule :

$$Q_0 = Q\,\frac{P}{p_0}\,\frac{T_0}{T_1} = Q\,\frac{P}{p_0}\,\frac{a+t_0}{a+t_1}.$$

où p_0 représente la tension, et t_0 la température régnant dans ce milieu.

Cette formule ne peut s'appliquer pour l'air qu'autant que la tension la plus basse comporte au moins les 0,527 de l'autre tension.

D'après *v. Hauer* : Pour les *buses coniques de machines soufflantes*,

$$\mu = 0{,}86$$

et pour les *ajutages cylindriques des souffleries Bessemer*,

$$\mu = 0{,}78.$$

D'après *Weisbach* :

Pour les *orifices en mince paroi* de 10 à 24 *mm* de *diam.*.

$$\mu = 0{,}555 \text{ à } 0{,}787 ;$$

ce coefficient croît avec la pression effective.

Pour le cas d'orifices de même diamètre, mais garnis *d'ajutages cylindriques courts* (longueur = 3 fois le diamètre),

$$\mu = 0{,}730 \text{ à } 0{,}833.$$

Pour le cas *d'embouchures courtes ou longues arrondies intérieurement* et ayant la *forme d'une buse :*

$$\mu = 0{,}95 \text{ à } 0{,}97.$$

Pour les *tuyaux coniques convergents*,

$$\mu = 0{,}91 \text{ à } 0{,}964.$$

b. Écoulement de l'air pour les pressions effectives de 0 à 1,4 atmosphère.

(Formules approximatives de Gust. Schmidt.)

Soient :

b la hauteur barométrique dans le bâtiment de la machine soufflante,

h_1 la hauteur manométrique de l'air dans la conduite près des buses,

h_2 la hauteur manométrique dans l'espace de refoulement,

$h > h_1$ la pression du vent dans le régulateur,

β la hauteur barométrique au bord de la mer,

E l'effet utile de l'air sortant des buses (effet du vent),

N le nombre de chevaux-vapeur évalués, absorbés par la machine soufflante, en tenant compte de toutes les pertes d'air et de toutes les résistances,

τ l'élévation de la température de l'air dans la machine soufflante, en degrés C,

α, t_0, t_1, T_1, μ et Q_0 etc., ont la même signification que dans *a* (Page 213).

Les mesures étant prises dans n'importe quel système, on a :

$$Q_0 = \sqrt{773{,}26.13{,}6}\,\lambda\mu S \frac{\sqrt{(b+h_2)\beta}}{b\sqrt{1+\alpha t_1}}(1+\alpha t_0)\sqrt{2g(h_1-h_2)}.$$

Dans le système métrique et pour $\beta = 0{,}76$, $\mu = 0{,}85$ et S en m^2, on a :

$$Q_0 = 336{,}6\,\lambda\, S \frac{\sqrt{b+h_2}}{b\sqrt{1+\alpha t_1}}(1+\alpha t_0)\sqrt{h_1-h_2},$$

$$\text{où } \lambda = 1 - 0{,}03\frac{h_1-h_2}{b+h_2}.$$

Exemple : Soient données en *mm* de mercure les pressions suivantes : $b = 740$, $h_1 = 180$, $h_2 = 80$; alors $p_0 = 740.13{,}6$, $P = 920.13{,}6$ et $p = 820.13{,}6$; de plus, supposons $t_0 = 10°$, $t_1 = 150°$; alors $Q_0 = 108{,}06\,S$.

La formule plus exacte (v. *a* page 214), donne avec le coefficient $\mu = 0{,}85$, $Q = 129{,}89\,S$, et en faisant la réduction correspondant à la question, $Q_c = 108{,}01\,S$.

L'effet du vent est en *kgm* :

$$E = 13{,}6\,\varphi Q_0 h_1^{*}), \text{ où}$$

$$\varphi = 0{,}986 - 0{,}275\frac{h_1}{b}, \text{ pour } \frac{h_1}{b} < 0{,}47 ;$$

$$\varphi = 0{,}932 - 0{,}160\frac{h_1}{b}, \text{ pour } \frac{h_1}{b} > 0{,}47 \text{ et } < 1{,}4 .$$

On peut prendre pour cet effet les 0,55 de l'effet de la machine soufflante :

$$N = \frac{E}{0{,}55.75} = 0{,}025\,E .$$

L'élévation de température de l'air comporte :

$$\tau = 1{,}2 + 70\frac{h}{b}, \text{ pour } \frac{h}{b} < 0{,}54 ;$$

$$\tau = 12{,}0 + 50\frac{h}{b}, \text{ pour } \frac{h}{b} > 0{,}54 \text{ et } < 1{,}4 .$$

Nota : Dans la formule donnant E, Q_0 est supposé en m^3 par seconde et h_1 en *mm* de mercure.

c. Mouvement de l'air dans les conduites de tuyaux.

En se basant sur les observations de Stockalper au tunnel du Gothard, Gustave Schmidt conclut que pour les conduites longues en fonte mesurant de 0,15 à 0,20 m de diamètre et L m de longueur, la perte de charge z, en m d'eau, est :

$$z = \frac{785}{10^{10}} \frac{L}{d} \gamma \left(5 + \frac{1}{d}\right) v^2, \text{ si}$$

γ représente le poids de 1 m^3 de l'air contenu dans la conduite, en kg,

v la vitesse de l'air, en m par seconde, et

d le diamètre de la conduite en m.

On trouve v et γ comme suit.

Si V_0 est le volume en m^3 ramené à une pression de 1 atm., et à 0° C, de l'air s'écoulant par seconde dans la conduite,

p la tension absolue moyenne de l'air dans la conduite, en atm.,

t la température dans la conduite en degrés C :

le volume d'air passant par seconde par les tuyaux est alors :

$$V = \frac{V_0}{p} (1 + 0{,}00367\, t) ;$$

ainsi,

$$v = \frac{V}{\frac{1}{4}\pi d^2},$$

et

$$\gamma = \frac{1{,}2932 p}{1 + 0{,}00367\, t}.$$

La perte de charge z en kg par m^2 comporte :

$$z = \lambda \frac{L}{d} \gamma \frac{v^2}{2g},$$

où

$$\lambda = 0{,}00154 \left(5 + \frac{1}{d}\right).$$

D'après Weisbach, λ est dépendant de v ; dans le cas de tuyaux en cuivre jaune (laiton), et pour 25 à 105 m de vitesse, on a :

$\lambda = 0{,}0273$ à $0{,}0148$ pour $d = 10$ mm

$\lambda = 0{,}0258$ à $0{,}0121$ pour $d = 14{,}1$ mm ;

dans le cas de tuyaux en verre,

$\lambda = 0{,}0273$ à $0{,}0139$ pour $d = 10$ mm

$\lambda = 0{,}0266$ à $0{,}0094$ pour $d = 14{,}1$ mm ;

dans le cas d'un tuyau en zinc de 24 mm de diamètre et pour $v = 2$ à 80 m.

$$\lambda = 0{,}0230 \text{ à } 0{,}0130.$$

La perte de charge, en kg par m^2, due au passage de l'air dans un coude, comporte :

$$z_1 = \zeta\gamma\frac{v_2}{2g};$$

pour $d = 10\,mm$: $\zeta = 1{,}61$,

pour $d = 14{,}1\,mm$: $\zeta = 1{,}24$;

pour un tuyau de gorge déviant de 90°, on a respectivement $\zeta = 0{,}485$ et 0,471.

Pour le *calcul d'une machine soufflante destinée à la ventilation d'un tunnel*, soient :

Q_0 la quantité d'air en m^3 (réduite à 1 atm. de pression et à 0° C) à refouler par seconde,

Q le volume en m^3 du même air réduit à la pression p en atm.,

d le diamètre de la conduite, en m ;

alors pour $t = 10° : \gamma = 1{,}25\,p$, $Q = \frac{Q_0}{p}$ et $z = \frac{\varkappa}{p}$, où

$$\varkappa = \frac{154}{10^{10}}(1 + 5\,d)\,\frac{LQ_0^2}{d^5}.$$

Pour obtenir le nombre N de chevaux-vapeur absorbés par la machine soufflante, on pose : $p = 1 + \frac{1}{2}z$, alors $z = \sqrt{1 + 2\varkappa} - 1$ atm.

Il s'ensuit que $N = 13{,}8\varphi Q_0 z$, où z est supposé exprimé en m d'eau et Q_0 en m^3, et où

$$\varphi = 0{,}986 - 0{,}275\,z, \quad \text{pour} \quad z < 0{,}47,$$
$$\varphi = 0{,}932 - 0{,}160\,z, \quad \text{pour} \quad z > 0{,}47.$$

La puissance du moteur N_1 peut être considérée comme égale à $\frac{5}{4}N$.

Si Q_0 et L sont connus pour des exemples déterminés, on calcule N d'après la formule ci-dessus pour des valeurs de d quelconques, et d'après les valeurs que l'on obtient, on cherche la combinaison de d et N (ou N_1) qui convient le mieux aux circonstances locales.

d. Écoulement de la vapeur d'eau saturée, par l'orifice d'un vase.

(D'après Grashof.)

Supposons que le vase soit tellement grand que la vitesse du fluide à l'intérieur du vase puisse être considérée comme nulle.

Soient :

P la tension spécifique (absolue) de la vapeur à l'intérieur du vase, en kg par m^2,

v le volume spécifique correspondant, en m^3 pour 1 kg (v. III^e partie, II, *c*),

p la tension spécifique régnant dans le milieu dans lequel la vapeur s'écoule, en kg par m^2,

S la section de l'orifice d'écoulement, en m^2,
α le coefficient de contraction,
ζ le coefficient de résistance de l'ouverture ou de l'ajutage,
G le débit en kg par seconde,
g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81\ m$.

La vapeur à l'intérieur du vase est humide et renferme $(1-x)\ kg$ d'eau pour $1\ kg$ de fluide. Soient de plus :

$$n = 1{,}035 + 0{,}1\,x, \qquad m = \frac{n(1+\zeta)}{1+n\zeta},$$

$$p_0 = P\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}}.$$

Alors si la vapeur d'écoulement n'est pas surchauffée (il y a surchauffe lorsque $x = 1$), on a :

$$\text{pour } p > p_0 : G = \alpha S \sqrt{2g\left[\frac{n}{n-1}\frac{P}{v}\left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{m+1}{m}}\right]},$$

$$\text{pour } p < p_0 : G = \alpha S \sqrt{\frac{gm}{1+\zeta}\left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}\frac{P}{v}}.$$

Si l'on a affaire à de la vapeur sèche, c'est-à-dire si $x = 1$ et si le rapport n des chaleurs spécifiques pour pression constante et volume constant $= 1{,}135$, on a :

pour $\xi =$	0	0,05	0,1	0,25	0,5
$m =$	1,135	1,128	1,121	1,105	1,086

et $\frac{p}{P} = 0{,}577$ à $0{,}587$, en moyenne $= 0{,}58$.

Si $p < 0{,}58\,P$ ou $P > 1{,}7\,p$,
on peut poser :

$$G = \alpha S C P^{0{,}97},$$

formule dans laquelle (si P est en atm.) on a

Pour : $\xi =$	0	0,05	0,1	0,25	0,5
$C =$	157,5	153,4	149,5	139,5	126,6

Pour :

P =	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$p^{0,97}$ =	1,48	1,96	2,43	2,90	3,37	3,83	4,30	4,76	5,22
P =	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
$p^{0,97}$ =	5,68	6,14	6,60	7,05	7,51	7,96	8,42	8,87	9,32

Des expériences spéciales n'ayant pas encore été faites pour déterminer les valeurs des coefficients α et ζ, dans les différents cas pouvant se présenter en pratique on peut prendre pour ces coefficients à peu près les mêmes valeurs que celles données pour l'eau dans les cas correspondants (α doit être pris un peu plus grand et ζ un peu plus petit que pour l'eau). D'après Napier, on a approximativement :

$$G = \nu S \sqrt{\frac{(P-p)p}{Pv}}, \quad \text{pour } P < 2p,$$

$$G = 0{,}5\,\nu S \sqrt{\frac{P}{v}}, \text{ pour } P > 2p;$$

par ν, on entend un coefficient qui (si P et p sont en atm.) a été trouvé pour un orifice circulaire en mince paroi = 382 : pour le cas d'un court tuyau additionnel cylindrique avec bords arrondis intérieurement, $\nu = 420$.

Si une soupape de sûreté doit commencer à s'enlever de son siège pour une pression de P atm. et laisser passer G *kg* par seconde lorsque la pression a atteint p_0 atm., elle doit avoir pour section (déduction faite de la surface du siège) :

$$S = \frac{55\,G}{\left(1 - \sqrt{\frac{P}{p_0}}\right) p_0^{0,97}} \; cm^2.$$

Le poids Q (y compris le poids propre de la soupape) nécessaire pour maintenir la soupape sur son siège est :

$$Q = (S + 0{,}6\,f)(P - 1)\,kg,$$

où f (en cm^2) est la projection horizontale (la plus petite possible) du siège de la soupape.

Si la soupape de sûreté doit laisser passer toute la quantité G de

vapeur pouvant être développée à plein feu lorsque la tension p_0 dans la chaudière est maxima, on pose :

$$S = \frac{521.G}{{p_0}^{0,97}},$$

ce qui correspond à la supposition :

$$P = 0{,}8 p_0 .$$

e. Force motrice du vent.

1. Le vent agit comme force motrice d'une façon analogue à celle de l'eau courante. Les lois établies pour celle-ci (pages 208 et 209) peuvent donc être appliquées au vent sans subir de grandes modifications.

Soient :

P la pression du vent, en kg,

S la superficie d'une surface mobile, en m^2,

v la vitesse relative du vent par rapport à la surface, en m par seconde,

g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81$ m ;

ζ un coefficient donné par l'expérience et croissant, avec la grandeur de la surface mobile, de 1,86 à 3,

γ le poids de 1 m^3 d'air, en kg.

Si une surface de superficie S est normale à la direction du vent, la pression ou poussée que celui-ci exerce sur cette surface est :

$$P = \zeta \gamma S \frac{v^2}{2g}.$$

Pour $\zeta = 1{,}86$ et $\gamma = 1{,}292$ (correspondant à 13° C et à la pression barométrique normale), on a :

$$P = 0{,}12248\, S v^2 ;$$

le tableau suivant a été calculé à l'aide de cette formule, dans laquelle on a fait au préalable $S = 1$ m^2 :

$v=$	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
$P=$	1,102	4,409	9,921	17,637	27,558	39,684	54,01	70,55	89,29	110,23	133,38	158,73

D'Aubuisson, qui suppose P proportionnel à $S^{1,1}$ donne le tableau suivant.

v en m	P pour $S = 1\ m^2$	Dénomination des vents
1	0,13	Calme ou air à peine sensible.
2	0,54	Air léger.
6	4,87	Faible brise.
7	6,64	Vent le plus convenable aux moulins.
9	10,97	Brise modérée.
12	19,50	Brise fraîche.
15	30,47	Belle brise.

Si le vent agit sur le manteau d'un cylindre, la pression exercée sur ce cylindre est égale à 0,57 de la pression qu'il exercerait sur une surface plane de superficie égale à la projection du cylindre.

2. Si le vent choque la surface de section S sous un angle α, la pression du vent dans la direction normale à la surface est :

$$P = \zeta\gamma S \frac{v^2}{2g} \sin^2 \alpha .$$

La pression P_1, dans la direction de v, est :

$$P_1 = \zeta\gamma S \frac{v^2}{2g} \sin \alpha .$$

3. Soient pour une surface mobile (roues de moulins à vent) :

V la vitesse du vent dans la direction de l'axe d'une roue de moulin à vent,

ω la vitesse angulaire de la roue,

$v = x.\omega$ la vitesse circonférentielle d'un élément d'aile dS à une distance x de l'axe,

l la longueur de l'aile,

w la vitesse circonférentielle à la distance l de l'axe,

b la largeur constante de l'aile,

n le nombre des ailes (ordin. $= 4$),

φ l'angle variable que fait la surface d'une aile avec la direction du vent ; la plus petite valeur de cet angle $= \beta$, sa plus grande valeur $= \alpha$,

$\gamma = 1{,}293\ kg$, le poids de $1\ m^3$ d'air atmosphérique,

k un coefficient d'expérience (ordin. $k = 3$),

la poussée motrice exercée sur l'élément de surface dS à la distance x de l'axe des ailes est

$$p \cos \varphi = \frac{k\gamma}{2g} dS (V \sin \varphi - v \cos \varphi)^2 \cos \varphi .$$

Cette poussée atteint sa valeur maxima lorsque

$$\operatorname{tg} \varphi = \tfrac{3}{2} \frac{v}{V} + \sqrt{2 + \left(\tfrac{3}{2} \frac{v}{V}\right)^2} .$$

L'expérience a établi que pour $l = 12\ m$:

$$\frac{w}{V} = \frac{l.\omega}{V} = 2{,}32\ ,$$

ou ce qui revient au même :

$$\frac{v}{V} = \frac{x.\omega}{V} = 0{,}193\ x\ .$$

En tenant compte de la relation ci-dessus donnant tg φ correspondant à la poussée maxima, on a le tableau suivant :

x	1 m	2 m	3 m	4 m	5 m	6 m
φ	60° (β)	64°39′	68°27′	71°30′	73°57′	75°24′
x	7 m	8 m	9 m	10 m	11 m	12 m
φ	77°29′	78°48′	79°50′	80°54′	81°29′	82°8′ (α)

Le travail mécanique transmis à la roue par la poussée du vent est :

$$E = \frac{2}{81}\, nk\gamma\, \frac{bV^4}{\omega g} \left[\frac{1}{\cos\varphi} + \frac{\cos^3\varphi + \cos\varphi}{2\sin^4\varphi} + \frac{3}{2} \log \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right]_{\varphi=\beta}^{\varphi=\alpha}$$

La poussée axiale du vent est :

$$P_a = \frac{2}{27}\, nk\gamma\, \frac{bV^3}{\omega g} \left[\frac{1 - 2\cos^2\varphi}{\sin^2\varphi\cos\varphi} + 2 \log \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right]_{\varphi=\beta}^{\varphi=\alpha}$$

Pour estimations superficielles, on peut poser :

$$E = 0{,}0302\, S_n\, V^3\ kgm, \qquad \text{ou}$$

$$N = \frac{S_n V^3}{2500}\ \text{chevaux-vapeur}\ ,$$

S_n représentant la surface totale des ailes.

TROISIÈME PARTIE

CHALEUR

I. FORMULES GÉNÉRALES ET TABLES

a. Mesures et mesurage de la chaleur.

1. R désignant une température déterminée mesurée en degrés Réaumur,
C, la même température mesurée en degrés centigrades, et
F, cette même température en degrés Fahrenheit, on a :

$$F = 32 + \frac{9}{5} C = 32 + \frac{9}{4} R,$$

$$C = \frac{5}{9} (F - 32) = \frac{5}{4} R,$$

$$R = \frac{4}{9} (F - 32) = \frac{4}{5} C.$$

a. Tableau pour la comparaison des différents degrés thermométriques.

C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
—20	—16	— 4	+ 1	+ 0,8	+33,8	+22	+17,6	+ 71,6	+43	+34,4	+109,4
— 19	—15,2	— 2,2	2	1,6	35,6	23	18,4	73,4	44	35,2	111,2
—18	—14,2	— 0,4	3	2,4	37,4	24	19,2	75,2	45	36,0	113,0
—17	—13,6	+ 1,4	4	3,2	39,2	25	20,0	77,0	46	36,8	114,8
—16	—12,8	3,2	5	4,0	41,0	26	20,8	78,8	47	37,6	116,6
—15	—12,0	5,0	6	4,3	42,8	27	21,6	80,6	48	38,4	118,4
—14	—11,2	6,8	7	5,6	44,6	28	22,4	82,4	49	39,2	120,2
—13	—10,4	8,6	8	6,4	46,4	29	23,2	84,2	50	40,0	122,0
—12	— 9,6	10,4	9	7,2	48,2	30	24,0	86,0	51	40,8	123,8
—11	— 8,8	12,2	10	8,0	50,0	31	24,8	87,8	52	41,6	125,6
—10	— 8,0	14,0	11	8,8	51,8	32	25,6	89,6	53	42,4	127,4
— 9	— 7,2	15,8	12	9,6	53,6	33	26,4	91,4	54	43,2	129,2
— 8	— 6,4	17,6	13	10,4	55,4	34	27,2	93,2	55	44,0	131,0
— 7	— 5,6	19,4	14	11,2	57,2	35	28,0	95,0	56	44,8	132,8
— 6	— 4,8	21,2	15	12,0	59,0	36	28,8	96,8	57	45,6	134,6
— 5	— 4,0	23,0	16	12,8	60,8	37	29,6	98,6	58	46,4	136,4
— 4	— 3,2	24,8	17	13,6	62,6	38	30,4	100,4	59	47,2	138,2
— 3	— 2,4	26,6	18	14,4	64,4	39	31,2	102,2	60	48,0	140,0
— 2	— 1,6	28,4	19	15,2	66,2	40	32,0	104,0	61	48,8	141,8
— 1	— 0,8	30,2	20	16,0	68,0	41	32,8	105,8	62	49,6	143,6
0	0	32,0	21	16,8	69,8	42	33,6	107,6	63	50,4	145,4

C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
+64	+51,2	+147,2	+86	+68,8	+186,8	+108	+86,4	+226,4	+130	+104,0	+266,0
65	52,0	149,0	87	69,6	188,6	109	87,2	228,2	131	104,8	267,8
66	52,8	150,8	88	70,4	190,4	110	88,0	230,0	132	105,6	269,6
67	53,6	152,6	89	71,2	192,2	111	88,8	231,8	133	106,4	271,4
68	54,4	154,4	90	72,0	194,0	112	89,6	233,6	134	107,2	273,2
69	55,2	156,2	91	72,8	195,8	113	90,4	235,4	135	108,0	275,0
70	56,0	158,0	92	73,6	197,6	114	91,2	237,2	136	108,8	276,8
71	56,8	159,8	93	74,4	199,4	115	92,0	239,0	137	109,6	278,6
72	57,6	161,6	94	75,2	201,2	116	92,8	240,8	138	110,4	280,4
73	58,4	163,4	95	76,0	203,0	117	93,6	242,6	139	111,2	282,2
74	59,2	165,2	96	76,8	204,8	118	94,4	244,4	140	112,0	284,0
75	60,0	167,0	97	77,6	206,6	119	95,2	246,2	141	112,8	285,8
76	60,8	168,8	98	78,4	208,4	120	96,0	248,0	142	113,6	287,6
77	61,6	170,6	99	79,2	210,2	121	96,8	249,8	143	114,4	289,4
78	62,4	172,4	100	80,0	212,0	122	97,6	251,6	144	115,2	291,2
79	63,2	174,2	101	80,8	213,8	123	98,4	253,4	145	116,0	293,0
80	64,0	176,0	102	81,6	215,6	124	99,2	255,2	146	116,8	294,8
81	64,8	177,8	103	82,4	217,4	125	100,0	257,0	147	117,6	296,6
82	65,6	179,6	104	83,2	219,2	126	100,8	258,8	148	118,4	298,4
83	66,4	181,4	105	84,0	221,0	127	101,6	260,6	149	119,2	300,2
84	67,2	183,2	106	84,8	222,8	128	102,4	262,4	150	120,0	302,0
85	68,0	185,0	107	85,6	224,6	129	103,2	264,2	151	120,8	303,8

Jusqu'à 280° *C*, les thermomètres à mercure sont préférables à tous les autres ; si les expériences sont rares et de courtes durées, on peut les employer jusqu'à 350° *C*.

Si par contre on doit déterminer fréquemment des températures variant de 280 à 600° *C*, il faut avoir recours à d'autres procédés.

On peut déterminer les températures très élevées de la manière suivante : On prend un corps convenablement choisi (p. ex. platine de forme sphérique) dont on connaît le poids *G* ainsi que la chaleur spécifique *s* (page 229) ; on fait prendre à ce corps la température de la masse (p. ex. métal en fusion) dont on veut connaître la température. Si l'on jette ensuite le corps dans une certaine quantité d'eau dont on connaît le poids *Q kg* et la température t_1, et que cette eau soit portée à la température mesurable t_2, la température cherchée t du corps est :

$$t = t_2 + \frac{(t_2 - t_1)Q}{Gs}.$$

Si l'on doit déterminer la température d'un métal en fusion, on prend une quantité quelconque de ce métal que l'on jette dans une quantité déterminée d'eau, on mesure l'élévation de température de cette eau, on pèse le métal après le refroidissement et on applique la formule précédente.

Dans cette méthode, la quantité d'eau qui se vaporise, l'échauffement des parois du vase, etc., ont une influence sur le résultat obtenu.

β. *Tableau de rèduction des degrés pyrométriques Wedgewood en degrés centigrades.*

Degrés Wedge-wood	Degrés centigrades	Nuance lumineuse du fer	Degrés Wedge-wood	Degrés centigrades
0° *W*	575° *C*	Rouge naissant.	15° *W*	1663
1	648		16	1735
2	720	Rouge sombre.	17	1808
3	793	Cerise foncé.	18	1880
4	865		19	1953
5	938	Cerise (900°).	20	2025
6	1010	Cerise clair.	21	2098
7	1083	Orange foncé.	22	2170
8	1155		23	2243
9	1228	Orange clair.	24	2315
10	1300	Blanc.	25	2388
11	1373	Blanc soudant (1400).	26	2460
			27	2533
12	1445		28	2605
13	1518	Blanc éblouissant.	29	2678
14	1590		30	2750

b. Dilatation des corps par la chaleur.

I. DILATATION DES CORPS SOLIDES.

Soient :

l_1 et l_2 les longueurs
S_1 et S_2 les sections
V_1 et V_2 les volumes

} d'un corps pour les températures t_1 et t_2,

on a :

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2}$$

et approximativement :

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{1 + 2\,\alpha t_1}{1 + 2\,\alpha t_2} \quad \text{et} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{1 + 3\,\alpha t_1}{1 + 3\,\alpha t_2},$$

α étant le coefficient de dilatation, c'est-à-dire la quantité dont l'unité de longueur s'allonge pour une élévation de température de 1 degré ; ce coefficient croît en général avec la température ; cependant, on peut, comme nous l'avons fait dans la suite, le considérer comme constant.

Tableau sur la dilatation de différentes substances pour une augmentation de température de 100° C (de 0 à 100° C).

SUBSTANCES	Dilatation cubique (300 α)	Dilatation superficielle (200 α)	Dilatation linéaire (100 α)	
Plomb	0,008545	0,005697	0,002848	$\frac{1}{351}$
Verre	0,002584	0,001723	0,000861	$\frac{1}{1161}$
Platine	0,002653	0,001768	0,000884	$\frac{1}{1131}$
Or	0,004398	0,002932	0,001466	$\frac{1}{682}$
Fonte	0,003330	0,002220	0,001110	$\frac{1}{901}$
Cuivre	0,005155	0,003436	0,001717	$\frac{1}{582}$
Cuivre jaune	0,005603	0,003735	0,001868	$\frac{1}{535}$
Argent	0,005726	0,003817	0,001909	$\frac{1}{524}$
Fer en barres	0,003705	0,002470	0,001235	$\frac{1}{812}$
Acier non trempé	0,003236	0,002158	0,001079	$\frac{1}{927}$
Acier trempé	0,003719	0,002479	0,001240	$\frac{1}{807}$
Zinc	0,008825	0,005883	0,002942	$\frac{1}{340}$
Étain	0,005813	0,003875	0,001938	$\frac{1}{516}$

La *force de dilatation* ou de *contraction* d'une barre prismatique pour une variation de température de t degrés est :

$$P = \alpha t S E,$$

α représente le coefficient de dilatation, E le module d'élasticité et S la section.

II. DILATATION DES LIQUIDES.

Dans les liquides et les gaz, il ne peut être question que de la dilatation cubique.

Le coefficient de dilatation des liquides est essentiellement dépendant de la température. Pour le mercure seulement, on peut le considérer comme constant et égal à $\frac{1}{5509} = 0{,}00018153$.

Si l'on prend une certaine quantité d'eau à son maximum de densité (4° C) pour unité de volume, voici, d'après Jolly, les volumes occupés par cette quantité d'eau à différentes températures :

0° 1,000126	30° 1,004234	60° 1,016954	90° 1,035829
10° 1,000257	40° 1,007627	70° 1,022384	100° 1,043116
20° 1,001732	50° 1,011877	80° 1,029003	

III. DILATATION DES GAZ.

Pour les gaz dits permanents et approximativement pour la vapeur surchauffée, le coefficient de dilatation est égal à 0,003665 (v. p. 210).

c. Températures de fusion de différentes substances *).

SUBSTANCES	Degrés C	SUBSTANCES	Degrés C
Platine	2500	Etain	230
Fer* de 1500 à	1600	5 étain 1 plomb	194
Acier rebelle ou réfractaire	1400	8 bismuth 3 étain 5 plomb	100
Acier fusible	1300	4 bismuth 3 étain 1 plomb	94
Fonte grise	1200	Soufre	109
Fonte blanche	1050	Cire jaune	61
Or* de 1100 à	1250	Sodium	90
Cuivre* de 1050 à	1200	Potassium	58
Argent	1000	Stéarine	49—43
Bronze	900	Spermaceti	48
Antimoine	432	Paraffine	46
Zinc	360	Phosphore	43
Plomb	330	Essence de térébentine	—10
Bismuth	266	Mercure	—39

d. Point d'ébullition.

1. *Températures d'ébullition de différentes substances sous la pression de 760 mm.*

SUBSTANCES	Degrés C	SUBSTANCES	Degrés C
Mercure	350	Acide nitrique (densité = 1,52)	86
Acide sulfurique (densité = 1,850)	325	Alcool (densité = 0,79 pour temp. de 20°)	78,4
Huile de lin	316	Sulfure de carbone	47
Soufre	440	Ether sulfurique	36
Essence de térébenthine	156	Acide sulfureux	—10

* Les températures de fusion des alliages les plus fusibles se trouvent dans l'appendice.

2. *Points d'ébullition de l'eau correspondant à diverses hauteurs barométriques.*

Hauteur barométrique en *mm.*	Point d'ébullition en degrés *C.*	Hauteur barométrique en *mm.*	Point d'ébullition en degrés *C.*	Hauteur barométrique en *mm.*	Point d'ébullition en degrés *C.*
727,96	98,8	741,16	99,3	754,57	99,8
730,58	98,9	743,83	99,4	757,28	99,9
733,21	99,9	746,50	99,5	760,00	100,0
735,85	99,1	749,18	99,6	762,73	100,1
738,50	99,2	751,87	99,7	765,47	100,2

e. Pouvoir conducteur de quelques métaux.

Argent	1000	Fer	119
Cuivre	736	Plomb	85
Or	532	Platine	84
Zinc	281	Bismuth	18
Etain	145		

f. Chaleur spécifique.

1. *L'unité de chaleur* ou *calorie* est la quantité de chaleur qui est nécessaire pour élever de 0 à 1° centigrade la température de un kilogramme d'eau.

2. La *chaleur spécifique* d'une substance, pour une température déterminée est la quantité de chaleur (en calories) qui est nécessaire pour élever de 1° *C* la température de un kilogramme de cette substance.

La chaleur spécifique n'est indépendante de la température que pour les gaz dits permanents; cependant on la suppose constante aussi pour les autres corps.

Pour élever de $t°$ *C* la température de *G* kilogrammes d'une substance, il faut cGt calories,
où c représente la chaleur spécifique de la substance.

3. *Tableaux des chaleurs spécifiques, d'après Regnault.*

1° Substances solides et liquides.

SUBSTANCES	Chaleur spécifique	SUBSTANCES	Chaleur spécifique
Antimoine	0,0508	Soufre fondu	0,2026
Plomb	0,0314	Argent	0,0570
Fer forgé	0,1138	Acier doux	0,1165
Verre cassant	0,1923	Acier dur	0,1175
Verre recuit	0,1927	Bismuth	0,0308
Or	0,0324	Zinc	0,0956
Fonte	0,1298	Etain	0,0562
Charbon de bois	0,2411	Phosphore	0,1887
Cuivre	0,0951	Briques, de 0,2410 à	0,1890
Cuivre jaune	0,0939	Alcool (absolu)	0,7000
Platine	0,0324	Acide sulfurique	0,3350
Mercure	0,0333	Eau	1,0000
Soufre solide	0,1764		

La chaleur spécifique exacte de l'eau en fonction de la température t est d'après Regnault : $c = 1 + 0{,}00004\ t + 0{,}0000009\ t^2$.

2° Gaz et vapeurs.

SUBSTANCES	Chaleur spécifique à pression constante c_p	Chaleur spécifique à volume constant c_v	$n = \frac{c_p}{c_v}$	Chaleur spécifique à pression constante, celle de l'air étant = 1
Air atmosphérique	0,23751	0,16847	1,4098	1,0000
Oxygène	0,21751	0,15507	1,4026	0,9180
Azote	0,24380	0,17273	1,4114	1,0265
Hydrogène	3,40900	2,41226	1,4132	14,3231
Vapeur d'éther	0,4810	0,3411	—	2,0235
Vapeur d'alcool	0,4513	0,3200	—	1,8986
Acide carbonique	0,2164	0,1535	—	0,9104
Oxyde de carbone	0,2479	0,1758	—	1,0793
Vapeur d'eau	0,4750	0,3337	—	1,9794

g. **Température des mélanges. — Chaleur de liquéfaction ou de fusion de la glace. — Chaleur latente et condensation de la vapeur d'eau. — Emission et transmission de la chaleur.**

1. Pour porter G *kg* d'eau de $t°$ à $T°$ il faut

$$G_1 = G\,\frac{T - t}{t_1 - T}\ kg \text{ d'eau à } t_1°,$$

2. G *kg* d'eau à $t°$ et G_1 *kg* d'eau à $t_1°$ donnent un mélange de $(G + G_1)$ *kg* d'eau ayant la température :

$$T = \frac{Gt + G_1 t_1}{G + G_1} \text{ degrés.}$$

3. Pour transformer 1 *kg* de glace à 0° en eau à 0°, il faut 79,25 calories.

4. La somme Q de la *chaleur sensible* et de la *chaleur latente* contenues dans la vapeur d'eau saturée à la température $t°$ C est d'après Regnault : $Q = (606{,}5 + 0{,}305\ t)$ calories par *kg* de vapeur.

Dans les cas ordinaires de la pratique, on peut supposer avec Watt que Q est indépendant de t et égal à 640 calories.

5. Les densités des vapeurs sont entre elles à peu près dans le rapport inverse de leurs chaleurs latentes.

6. Pour condenser G *kg* de vapeur en eau à $t_1°$, il faut

$$G_1 = \frac{640 - t_1}{t_1 - t_2} G \text{ kg d'eau à } t_2°.$$

7. G_1 *kg* d'eau à $t°_1$ et G *kg* de vapeur donnent un mélange de $(G + G_1)$ *kg* à la température

$$T = \frac{640G + G_1 t_1}{G + G_1} \text{ degrés.}$$

8. Lorsqu'un corps est plongé dans un milieu ayant une température inférieure à la sienne, il s'écoule par la surface du corps en contact avec le milieu une certaine quantité de chaleur qui porte le nom de chaleur émise.

Ce phénomène est connu sous le nom *d'émission de la chaleur*.

Dans l'émission de la chaleur, il faut distinguer la chaleur perdue par rayonnement et celle perdue par conductibilité (c'est-à-dire par le contact du milieu ambiant).

Soient :

v la quantité de chaleur en calories émise par rayonnement, par heure et par m^2,

v_1 la quantité de chaleur en calories émise par conductibilité, par heure et par m^2,

φ la température du milieu ambiant,

t la différence de la température du corps et de celle du milieu,

k un coefficient dépendant de la nature de la surface du corps,

k_1 un coefficient dépendant de la forme et de l'étendue de cette surface,

a une constante $= 1{,}0077$,

b une constante $= 1{,}233$,

on a :

$$v = 124{,}72\ k a^{\varphi}(a^t - 1) ;$$

$$v_1 = 0{,}552\ k_1 t^b ;$$

par conséquent, la quantité totale de chaleur émise est :

$$V = v + v_1 = 124{,}72\, k a^{\varphi} (a^t - 1) + 0{,}552\, k_1 t^b .$$

D'après Péclet, k a les valeurs suivantes :

Argent poli	0,13	Sciure de bois	3,53
Papier argenté	0,42	Charbon en poudre	3,42
Laiton poli	0,258	Sable fin	3,62
Papier doré	0,23	Peinture à l'huile	3,71
Cuivre rouge	0,16	Papier	3,77
Zinc	0,24	Noir de fumée	4,01
Etain	0,215	Pierre à bâtir	3,60
Tôle (fer noir) polie	0,45	Plâtre	3,60
Tôle plombée	0,65	Bois	3,60
Tôle ordinaire	2,77	Etoffes de laine	3,68
Tôle oxydée	3,36	Calicot	3,65
Fonte de fer neuve	3,17	Etoffes de soie	3,71
Fonte de fer oxydée	3,36	Eau	5,31
Verre	2,91	Huile	7,24
Craie en poudre	3,32		

Dans le cas d'un corps sphérique de rayon r, on a :

$$k_1 = 1{,}778 + \frac{0{,}13}{r} ;$$

dans le cas d'un cylindre circulaire horizontal de rayon r, on a :

$$k_1 = 2{,}058 + \frac{0{,}0382}{r} ;$$

dans le cas d'un cylindre circulaire vertical de rayon r et de hauteur h, on a :

$$k_1 = \left\{ 0{,}726 + \frac{0{,}0345}{\sqrt{r}} \right\} \left\{ 2{,}43 + \frac{0{,}8758}{\sqrt{h}} \right\} .$$

Le tableau suivant donne les valeurs de v et v_1 pour certaines différences de température (t) en supposant que $\varphi = 15°$.

Si φ est différent de 15°, les nombres contenus dans le tableau doivent être multipliés par un certain facteur de correction α.

On a

pour $\varphi =$	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
$\alpha =$	0,89	0,96	1,04	1,12	1,21	1,31	1,41	1,52	1,65	1,78	1,92

Différence des températures t	Emission par rayonnement v	Emission par conductibilité v_1	Différence des températures t	Emission par rayonnement v	Emission par conductibilité v_1
10°	11,2k	9,4k_1	140°	269,5k	244,3k_1
20°	23,2k	22,2k_1	150°	302,1k	266,1k_1
30°	36,1k	36,6k_1	160°	339,0k	288,1k_1
40°	50,1k	52,2k_1	170°	377,4k	310,5k_1
50°	65,3k	68,6k_1	180°	418,5k	333,2k_1
60°	81,7k	86,0k_1	190°	463,2k	356,1k_1
70°	99,3k	104,0k_1	200°	511,2k	379,4k_1
80°	118,5k	122,6k_1	210°	563,1k	402,9k_1
90°	138,7k	141,7k_1	220°	619,0k	426,7k_1
100°	161,3k	161,5k_1	230°	679,5k	450,7k_1
110°	185,3k	181,5k_1	240°	744,8k	475,0k_1
120°	211,3k	202,1k_1	250°	848,7k	498,6k_1
130°	239,3k	223,1k_1			

Lorsqu'une partie de la surface d'un corps est à une température supérieure à celle à laquelle est soumise la surface opposée du corps, il s'écoule au travers de ce corps une certaine quantité de chaleur qui porte le nom de chaleur transmise par le corps.

Ce phénomène est connu sous le nom de *transmission de la chaleur* *).

Nous ne considérerons que le cas où deux surfaces du corps sont parallèles ou équidistantes et où elles sont en contact avec des milieux de températures différentes, c'est-à-dire le cas où la différence de chaleur des milieux s'écoule par le corps.

Le régime étant établi, la quantité de chaleur M transmise par le corps est nécessairement égale à la quantité de chaleur émise par la surface du corps en contact avec le milieu le plus froid.

Soient :

e l'épaisseur du corps conducteur (ou la distance entre la surface absorbante et la surface émettante ou émissive),

t la température du milieu émettant = celle de la surface absorbante du corps,

t' la température de la surface émettante,

t'' la température du milieu absorbant,

C la conductibilité de la matière, c'est-à-dire la valeur de M pour $t-t'=1$ et pour $e=1$, on a :

$$M=\frac{C\,(t-t')}{e}.$$

*) ou propagation de la chaleur à travers les corps.

Tableau donnant la valeur de C ponr différentes matières *) ou la valeur de M pour 1 heure, 1 m^2 de surface, $e = 1\ m$, $t - t' = 1°$.

Platine	75	Chêne de bout	0,211
Argent	74	Liège	0,143
Cuivre	69	Caoutchouc	0,170
Fer	28	Gutta-percha	0,173
Zinc	28	Verre	0,75-0,88
Etain	22	Sable quartzeux	0,27
Plomb	14	Cendres de bois	0,060
Graphite de cornues à gaz	4,96	Sciure de bois	0,065
Marbre gris à grain fin	3,48	Poudre de charbon de bois	0.079
Marbre blanc à grain grossier	2,78	Poudre de coke	0,160
Pierre à chaux à grain fin	1,70-2,08	Limaille de fer	0,158
Terre cuite	0,51-0,63	Coton	0,040
Sapin de bout	0,093	Toile	0,043-0,052
Sapin parallèlement aux fibres	0,170	Papier à écrire, blanc	0,043
		Papier d'impression, gris	0,034

Pour un corps composé de plusieurs couches d'épaisseurs respectives e, e', e''... et de conductibilité C, C', C''..., on a :

$$M = \frac{t - t'}{\frac{e}{C} + \frac{e'}{C'} + \frac{e''}{C''} + \ldots}$$

La quantité approximative de chaleur que peuvent transmettre les parois d'un espace fermé, par m^2 de surface, par heure et pour une différence de température de 1°, est pour la maçonnerie en briques de

13	25	38	51	64	*cm* d'épaisseur:
1,80	1,28	1,04	0,86	0,73	calories;

*) Les coefficients du tableau supposent que les faces du corps ont les températures des milieux en contact, mais il est à remarquer que cette hypothèse n'est jamais remplie en pratique.

Supposons une plaque métallique chauffée sur une face par de la vapeur ou de l'eau. Péclet a trouvé que la formule n'était vérifiée que lorsqu'on avait soin d'agiter vivement l'eau refroidissante, mais que si cette condition n'était pas remplie, l'influence de l'épaisseur e disparaissait. — Si l'on compare les résultats livrés par la formule à ceux donnés par expérience à Clément sur une plaque de cuivre de 2 à 3 *mm* d'épaisseur chauffée d'un côté par de la vapeur à 100° et de l'autre refroidie par de l'eau à 28°, on trouve que la chaleur transmise réellement a été de 30 à 46 fois plus faible que ne le donne la formule, car il ne se condensait que 100 *kg* de vapeur par m^2 et par heure. Thomas et Laurens au moyen d'un tuyau de cuivre de faible diamètre ont pu condenser 400 *kg* de vapeur par m^2 du tuyau pour une différence de température de 45°.

pour les portes en bois de 5 *cm* d'épaisseur : 2,5 calories,
pour les plafonds clayonnés enduits de bauge avec planchers : 0,5 calories,
pour les fenêtres doubles : 1,68 et pour les fenêtres simples : 2,52 calories.

h. Tension spécifique, poids et volume de la vapeur d'eau.

Soient :
p la tension ou pression spécifique de la vapeur,
γ le poids de 1 m^3 de vapeur en *kg*,
$\frac{1}{\gamma}$ le volume de 1 *kg* en m^3.

On fait une distinction entre la vapeur *saturée* et la vapeur *surchauffée*. Pour la même température, la tension et la densité de la vapeur surchauffée sont toujours plus petites que celles de la vapeur saturée. La vapeur est toujours saturée lorsqu'elle est encore en contact avec l'eau.

1. Pour la *vapeur surchauffée*, on se sert de la loi combinée de *Mariotte et Gay-Lussac*. (V. p. 210.)

2. Pour la *vapeur saturée*, on emploie les formules empiriques suivantes :

1° D'après Zeuner :

$$\gamma = \alpha p^{\frac{1}{n}},$$

$$\alpha = 0{,}6061 \text{ et } \frac{1}{n} = 0{,}9393,$$

si p est exprimé en atmosphères.

2° Formule de Navier :

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{m}{n+p}$$

où m et n ont les valeurs suivantes :

	Si p < 3,5 atm.	Si p > 3,5 atm.	p est exprimé en
$m =$	1,9530	2,0540	atmosphères.
$n =$	0,1161	0,2922	
$m =$	1,9995	2,1224	*kg.* par cm^2.
$n =$	0,1200	0,3019	

Avec la formule suivante, on peut connaître la tension p' que la va-

peur saturée de tension p et de volume V acquiert, lorsqu 'on la détend jusqu'à ce qu'elle occupe le volume V'

$$p' = \frac{V}{V'}(n+p) - n .$$

II. THÉORIE MÉCANIQUE DE LA CHALEUR

a. Théorie générale.

1. La théorie mécanique de la chaleur est fondée sur ce théorème empirique :

La chaleur et le travail sont équivalents, c'est-à-dire :

Dans tous les cas où la chaleur est transformée en travail, une certaine quantité de chaleur est *dépensée* pour un travail déterminé B, et cette quantité de chaleur dépensée est précisément égale à celle qu'engendrerait le travail B s'il se transformait de nouveau en chaleur.

Le travail mécanique qui est engendré par une calorie s'appelle *équivalent mécanique de l'unité de chaleur*, ou encore « *équivalent mécanique de la chaleur* »; nous le désignerons par $\frac{1}{A}$; inversement, on appelle A : « *équivalent calorifique de l'unité de travail* ».

On a : $\frac{1}{A} = 428$ kilogrammètres.

2. Soient :

v le volume spécifique ou le volume en m^3 de 1 *kg* d'un corps,

p la pression spécifique, c'est-à-dire la pression (en *kg* par m^2) exercée par le milieu dans lequel le corps est plongé,

c_v la chaleur spécifique du corps à volume constant (v. p. 229),

c_p la chaleur spécifique à pression constante,

n le rapport $\frac{c_p}{c_v}$,

t la température en degrés C,

$R = \frac{c_p - c_v}{A}$ *), la constante de Mariotte-Gay-Lussac,

$T = a + t = 273 + t$, la température absolue,

U le travail intérieur contenu dans 1 *kg* du corps, en *kgm*,

AU la chaleur intérieure correspondante (calories par *kg*),

$$X = \left(\frac{dU}{dp}\right), \quad Y = \left(\frac{dU}{dv}\right) + p ,$$

Q la quantité de chaleur qu'il faut livrer à 1 kg du corps lors d un changement d'état (calories par *kg*),

*) Pour quelques valeurs de R, v. p. 211.

$L = \int p\,dv$ le travail extérieur produit par le changement d'état du corps (*kgm* par *kq*).

Si v croît de dv et p de dp, la quantité de chaleur à livrer est égale à l'accroissement de la chaleur intérieure plus la quantité de chaleur correspondant au travail extérieur :

$$dQ = A(dU + p\,dv).$$

Les trois *équations principales* de la théorie mécanique de la chaleur sont :

1) $\left(\frac{dY}{dp}\right) - \left(\frac{dX}{dv}\right) = 1,$

2) $T = Y\left(\frac{dT}{dp}\right) - X\left(\frac{dT}{dv}\right).$

3) $\begin{cases} dQ = A\,(X\,dp + Y\,dv), \\ dQ = \dfrac{A}{\left(\frac{dT}{dp}\right)}\Big[X\,dT + T\,dv\Big] = \dfrac{A}{\left(\frac{dT}{dv}\right)}\Big[Y\,dT - T\,dp\Big]. \end{cases}$

En introduisant les chaleurs spécifiques, on obtient :

$$X = \frac{c_v}{A}\left(\frac{dT}{dp}\right) \quad \text{et} \quad Y = \frac{c_p}{A}\left(\frac{dT}{dv}\right),$$

et de là, les trois équations principales deviennent :

1a) $$A = \frac{d\left[c_p\left(\frac{dT}{dv}\right)\right]}{dp} - \frac{d\left[c_v\left(\frac{dT}{dp}\right)\right]}{dv},$$

2a) $$AT = (c_p - c_v)\left(\frac{dT}{dp}\right)\left(\frac{dT}{dv}\right),$$

3a) $\begin{cases} dQ = c_v\left(\dfrac{dT}{dp}\right)dp + c_p\left(\dfrac{dT}{dv}\right)dv. \\ dQ = c_v\,dT + \dfrac{AT}{\left(\frac{dT}{dp}\right)}\,dv = c_p\,dT - \dfrac{AT}{\left(\frac{dT}{dv}\right)}\,dp. \end{cases}$

3. *Cycle.* Un changement d'état d'un corps tel que le corps, revienne à son état primitif porte le nom de *cycle fermé.* Si la pression extérieure est à chaque instant infiniment peu différente de la tension ou force expansive du corps, celui-ci peut parcourir en sens inverse les différentes modifications qu'il a eu à subir pendant son changement d'état ; on dit alors que le *cycle est réversible.*

Le travail mécanique produit par 1 *kg* d'un corps lorsqu'on fait subir à celui-ci un changement d'état quelconque, est égal à $\int p\,dv$; ce travail peut être représenté par une surface dont la superficie S n'est autre que celle qui en coordonnées rectangulaires est limitée

par la courbe représentant la relation entre p et v pendant le changement d'état du corps.

Pour le cycle fermé réversible, on a :

$$S = \int \frac{dQ}{A}, \quad \int \frac{dQ}{AT} = 0.$$

b. Application aux gaz dits permanents.

1. Outre les notations du § *a* :

v_1, p_1, T_1, U_1 représentent les valeurs correspondant à v, p, T, U pour l'état initial, et

v_2, p_2, t_2, U_2 celles correspondant à l'état final du corps.

Les lois de Mariotte et Gay-Lussac donnent, pour les gaz appelés permanents, la relation entre v, p et t (v, p. 211) :

$$vp = RT.$$

De là :

$$X = \frac{c_v v}{AR}, \quad Y = \frac{c_p p}{AR}, \quad A = \frac{c_p - c_v}{R},$$

par conséquent, l'équation 3*a*) devient :

$$dQ = \frac{1}{R}(c_v v dp + c_p p dv),$$

$$dQ = c_v dT + A p dv,$$

$$dQ = c_p dT - A v dp.$$

Do $$dU = \frac{c_v}{A} dT,$$

on déduit l'accroissement du travail intérieur :

$$U_2 - U_1 = \frac{c_v}{A}(t_2 - t_1) = \frac{c_v}{AR}(p_2 v_2 - p_1 v_1),$$

et de là la quantité de chaleur qu'il faut introduire de l'extérieur :

$$Q = c_v (t_2 - t_1) + A \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

2. **Cas spéciaux :**

1° *Changement d'état d'un gaz, son volume v_1 restant constant.*

On a :

$$Q = c_v (t_2 - t_1) = \frac{c_v v_1}{R}(p_2 - p_1),$$

$$L = 0, \; U_2 - U_1 = \frac{Q}{A}.$$

2° *Changement d'état d'un gaz, la pression p_1 restant constante.*

$$Q = c_p (t_2 - t_1) = \frac{c_p p_1}{R} (v_2 - v_1),$$

$$L = p_1 (v_2 - v_1) = R (t_2 - t_1),$$

$$U_2 - U_1 = \frac{c_v}{A} (t_2 - t_1).$$

3° *Changement d'état d'un gaz, sa température absolue T_1 restant constante.* (Changement isothermique.)

$$Q = ART_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = ART_1 \ln \frac{v_2}{v_1},$$

$$L = \frac{Q}{A}, \quad U_2 - U_1 = 0.$$

4° *Changement d'état d'un gaz, sans introduction ni soustraction de chaleur.* (Changement adiabatique.)

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

La relation ci-dessus porte le nom d'équation de Poisson.

$$Q = 0, \quad L = \frac{cv}{A} (t_1 - t_2),$$

où

$$L = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

$$U_2 - U_1 = -L.$$

c. Application à la vapeur d'eau.

1. Outre la signification que nous avons donnée dans *a* aux grandeurs A, t, T, Q, U et L,

q désigne dans ce qui suit la *chaleur du liquide*, c'est-à-dire la quantité de chaleur que l'on doit fournir à un kilogramme d'eau pour élever sa température de 0° à t° sans changer la forme de l'agrégat. (Comme on peut, à cause de la dilatation relativement petite, négliger le travail extérieur, la pression extérieure est indifférente),

c la chaleur spécifique de l'eau,

r la *chaleur de vaporisation* appelée aussi *chaleur latente de vaporisation*, c'est-à-dire la quantité de chaleur qui est nécessaire pour

vaporiser 1 *kg* d'eau à t° en vapeur à la même température, la pression extérieure restant constante,

λ représente la *chaleur totale*, c'est-à-dire la somme de la chaleur du liquide et de la chaleur latente de vaporisation ; on suppose ainsi que l'eau à 0° est soumise immédiatement à la pression correspondant à la température t, que cette eau est réchauffée jusqu'à t° sous cette pression et qu'enfin cette eau se transforme en vapeur de température t°.

De plus soient:

ρ la *chaleur intérieure de vaporisation* ou *chaleur latente interne*, c'est-à-dire la partie de la chaleur de vaporisation qui est employée à augmenter la chaleur intérieure.

J la *chaleur de la vapeur*, c'est-à-dire la différence entre la quantité de chaleur que renferme 1 *kg* de vapeur à t° et celle que renferme 1 *kg* d'eau à 0°,

p la pression spécifique de la vapeur, en *kg* par m^2,

v le volume spécifique de la vapeur, en m^3 par *kg*,

$\gamma = \frac{1}{v}$ le poids spécifique de la vapeur, c'est-à-dire le poids de 1 m^3 en *kg*,

w le volume spécifique de l'eau, c'est-à-dire le volume de 1 m^3 en *kg*,

u la différence $v - w$.

Pour la vapeur d'eau saturée, les trois grandeurs γ (ou v), p, t sont déterminées lorsqu'on connaît l'une quelconque de ces trois quantités.

La quantité de chaleur *Apu* qui, dans la vaporisation de 1 *kg* d'eau, est employée pour effectuer le travail nécessaire pour vaincre la pression extérieure constante, porte par opposition à ρ le nom de *chaleur extérieure de vaporisation ou chaleur latente externe.*

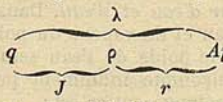
On a :

$$\lambda = q + \rho + Apu \qquad 1)$$

$$r = \rho + Apu \qquad 2)$$

$$J = q + \rho ; \qquad 3)$$

De là, on peut former la figure schématique suivante



Pour déterminer ces six quantités il existe, outre les trois équations ci-dessus, les deux formules suivantes établies par Regnault :

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t \qquad 4)$$

$$\left.\begin{array}{l} c = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2, \\ \text{ou bien :} \quad q = \displaystyle\int_0^t c\,dt = t + 0{,}00002\, t^2 + 0{,}0000003\, t^3 \end{array}\right\} \qquad 5)$$

Par conséquent, on a :

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3.$$

Pour la sixième donnée manquante, on peut employer ou bien la formule théorique :

$$Apu = \frac{pr}{T\dfrac{dp}{dt}}, \qquad 6)$$

ou bien la formule empirique proposée par Zeuner :

$$\rho = 575{,}40 - 0{,}791\,t\ ; \qquad 7)$$

de là, on a :

$$Apu = \lambda - q - \rho = 31{,}10 + 1{,}096\,t - q,$$

formule dans laquelle

$$q = t + 0{,}00002t^2 + 0{,}0000003t^3.$$

2. Les valeurs de ρ et de Apu du tableau (pages 242 et 243) ont été calculées au moyen des formules ci-dessus; si l'on tire du même tableau les valeurs de q, on obtient les autres grandeurs qui n'y sont pas renfermées au moyen des simples relations suivantes :

$$J = q + \rho\ ;\ r = \rho + Apu;\ \lambda = q + \rho + Apu.$$

Les valeurs de u se déduisent des valeurs de Apu en multipliant celles-ci par $\dfrac{428}{p}$.

Comme on peut supposer w constant et égal à

$$w = 0{,}001,$$

on a :

$$v = u \pm 0{,}001 \text{ et}$$

$$\gamma = \frac{1}{u + 0{,}001}\ ^*)$$

Dans les calculs techniques, on considère très souvent la chaleur spécifique de l'eau comme constante et égale à

$$c = 1{,}0224.$$

3. *Mélange de vapeur d'eau et d'eau.* Dans un espace fermé, il se trouve un mélange d'eau et de vapeur du poids de 1 *kg* ; appelons x le poids de la vapeur, le poids de l'eau sera alors $(1-x)$; pour un changement d'état quelconque infiniment petit, la variation de la chaleur intérieure du mélange entier est :

$$AdU = dq + d(x\rho),$$

la chaleur introduite de l'extérieur est :

$$dQ = dq + Td\left(\frac{xr}{T}\right),$$

---

*) Zeuner donne pour γ la formule approchée :

$\gamma = \alpha p^{\frac{1}{n}}$, où $\alpha = 0{,}6061$ et $\frac{1}{n} = 0{,}9393$, p étant exprimé en atmosphères.

la chaleur transformée en travail extérieur est :

$$AdL = Td\left(\frac{xr}{T}\right) - d(x\rho).$$

Les deux dernières égalités ne subsistent que lorsque le mélange est soumis, pendant son changement d'état, à une pression extérieure continuellement égale à sa tension ou force expansive.

1. *Supposons que le changement d'état soit tel que le rapport de la quantité d'eau à celle de vapeur reste constant.*

$$AdU = dq + xd\rho ;$$

$$dQ = dq + xTd\left(\frac{r}{T}\right);$$

$$AdL = x\left[Td\left(\frac{r}{T}\right) - d\rho\right].$$

Pour $x = 1$.

$$dQ = \left(c + \frac{dr}{dT} - \frac{r}{T}\right)dT.$$

Comme l'expression en parenthèse est toujours négative pour les températures qui se présentent dans les applications techniques, il découle de cette égalité que si l'on détend de la vapeur saturée, et que la température de celle-ci ne doive éprouver aucun abaissement, il faut introduire de l'extérieur une certaine quantité de chaleur, et réciproquement : si l'on comprime de la vapeur saturée, et qu'aucune élévation de température ne doive se produire, il faut soutirer une certaine quantité de chaleur.

2. *Le changement d'état a lieu sans addition ni soustraction de chaleur.*

Si l'on donne aux différentes quantités variables l'indice 1 pour l'état initial et l'indice 2 pour l'état final, on a :

$$x_2 = \left(\frac{x_1 r_1}{T_1} - \tau_2 + \tau_1\right)\frac{T_2}{r_2},$$

formule dans laquelle

$$\tau_1 = \int_0^{T_1} \frac{cdT}{T} \text{ et } \tau_2 = \int_0^{T_2} \frac{cdT}{T},$$

ou approximativement :

$$\tau_2 - \tau_1 = 1{,}0224 \ln \frac{T_2}{T_1},$$

La quantité de vapeur qui se condense par l'abaissement de température due à la détente est :

$$x_1 - x_2 = \frac{T_2}{r_2}\left[x_1\left(\frac{r_2}{T_2} - \frac{r_1}{T_1}\right) + \tau_2 - \tau_1\right].$$

Tableau relatif à la vapeur d'eau saturée d'après Fliegner *).

Tension en *kg* par cm^2	Tension en *mm* de mercure	Température en degrés C	Chaleur du liquide	Chaleur latente interne en calories	Chaleur latente externe en calories	Différence des volumes spécifiques de la vapeur et de l'eau par *kg* en m^3	Valeur de	Poids de la vapeur en *kg* par m^3
p	p_1	t	q	ρ	Apu	$u=v-w$	$\frac{\rho}{u}$	$\gamma=\frac{1}{v}$
0,10	73,6	45,58	45,649	539,634	35,119	15,0309	35,90	0,0665
0,20	147,1	59,76	59,890	528,347	36,488	7,8084	67,66	0,1281
0,30	220,7	68,74	68,934	521,175	37,357	5,3296	97,79	0,1876
0,40	294,2	75,47	75,710	515,808	37,999	4,0659	126,86	0,2459
0,50	367,8	80,90	81,189	511,476	38,509	3,2964	155,17	0,3033
0,60	441,3	85,48	85,818	507,826	38,929	2,7763	182,88	0,3600
0,70	514,9	89,47	89,844	504,659	39,285	2,4020	210,09	0,4161
0,80	588,4	93,00	93,427	501,847	39,592	2,1182	236,93	0,4719
0,90	622,0	96,19	96,639	499,337	39,861	1,8956	263,41	0,5273
1,00	735,5	99,09	99,576	497,048	40,098	1,7162	289,62	0,5823
1,10	809,1	101,76	102,281	494,899	40,356	1,5702	315,18	0,6365
1,20	882,6	104,24	104,792	492,934	40,566	1,4469	340,69	0,6907
1,30	956,2	106,55	107,138	491,098	40,761	1,3420	365,95	0,7446
1,40	1029,7	108,72	109,339	489,378	40,942	1,2517	390,98	0,7983
1,50	1103,3	110,76	111,416	487,756	41,111	1,1730	415,80	0,8518
1,60	1176,8	112,70	113,389	486,221	41,270	1,1040	440,43	0,9050
1,70	1250,4	114,54	115,252	484,762	41,420	1,0428	464,86	0,9580
1,80	1323,9	116,29	117,032	483,375	41,561	0,9882	489,12	1,0109
1,90	1397,5	117,97	118,837	481,955	41,688	0,9391	513,23	1,0637
2,00	1471,0	119,57	120,369	480,776	41,824	0,8950	537,16	1,1161
2,10	1544,6	121,11	121,935	479,557	41,946	0,8549	560,95	1,1684
2,20	1618,1	122,59	123,443	478,385	42,062	0,8183	584,61	1,2206
2,30	1691,7	124,02	124,897	477,254	42,174	0,7848	608,12	1,2726
2,40	1765,2	125,39	126,301	476,163	42,281	0,7540	631,51	1,3245
2,50	1838,8	126,73	127,658	475,109	42,384	0,7256	654,76	1,3763
2,60	1912,3	128,02	128,972	474,090	42,483	0,6993	677,90	1,4280
2,70	1985,9	129,26	130,246	473,101	42,579	0,6750	700,94	1,4793
2,80	2059,4	130,48	131,483	472,141	42,671	0,6523	723,86	1,5307
2,90	2133,0	131,65	132,684	471,210	42,760	0,6311	746,68	1,5820
3,00	2206,5	132,80	133,853	470,304	42,846	0,6113	769,40	1,6332
3,10	2280,1	133,91	134,992	469,422	42,929	0,5927	792,00	1,6843
3,20	2353,6	135,00	136,102	468,563	43,010	0,5753	814,53	1,7352
3,30	2427,2	136,06	137,183	467,726	43,088	0,5588	836,96	1,7864
3,40	2500,7	139,09	138,239	466,908	43,165	0,5434	859,30	1,8369
3,50	2574,3	138,10	139,271	466,111	43,238	0,5287	881,53	1,8879
3,60	2647,8	139,08	140,279	465,331	43,311	0,5149	903,70	1,9384
3,70	2721,4	140,05	141,265	464,569	43,381	0,5018	925,79	1,9889
3,80	2794,9	140,99	142,230	463,824	43,449	0,4894	947,79	2,0392
3,90	2868,5	141,92	143,175	463,093	43,516	0,4776	969,72	2,0894
4,00	2942,0	142,82	144,102	462,377	43,581	0,4663	991,55	2,1400
4,10	3015,6	143,71	145,010	461,677	43,644	0,4556	1013,3	2,1901
4,20	3089,1	144,58	145,901	460,989	43,706	0,4454	1035,0	2,2401
4,30	3162,7	145,43	146,775	460,315	43,766	0,4356	1056,7	2,2904
4,40	3236,2	146,27	147,633	459,653	43,825	0,4263	1078,2	2,3403
4,50	3309,8	147,09	148,475	459,004	43,883	0,4174	1099,8	2,3901
4,60	3383,3	147,90	149,303	458,365	43,940	0,4088	1121,2	2,4402
4,70	3456,9	148,69	150,117	457,738	43,995	0,4006	1142,6	2,4900
4,80	3530,4	149,47	150,918	457,121	44,049	0,3928	1163,9	2,5394
4,90	3604,0	150,24	151,705	456,514	44,103	0,3852	1185,0	2,5893

*) *Civilingenieur*, 1874.

Les colonnes u, $\frac{\rho}{u}$ et γ ont été calculées en supposant l'équivalent mécanique de la

Tension en kg par cm^2	Tension en mm de mercure	Température en degrés C	Chaleur du liquide	Chaleur latente interne en calories	Chaleur latente externe en calories	Différence des volumes spécifiques de la vapeur et de l'eau par kg en m^3	Valeur de	Poids de la vapeur en kg par m^3
p	p_1	t	q	ρ	Apu	$u=v-w$	$\frac{\rho}{u}$	$\gamma=\frac{1}{v}$
5,00	3677,6	150,99	152,480	455,917	44,153	0,3780	1206,2	2,6412
5,10	3751,1	151,73	153,242	455,331	44,206	0,3710	1227,3	2,6882
5,20	3824,7	152,47	153,993	454,753	44,256	0,3643	1248,4	2,7375
5,30	3898,2	153,19	154,733	454,183	44,305	0,3578	1269,4	2,7871
5,40	3971,8	153,90	155,462	453,623	44,353	0,3515	1290,4	2,8369
5,50	4045,3	154,59	156,180	453,071	44,400	0,3455	1311,3	2,8860
5,60	4118,9	155,28	156,888	452,526	44,447	0,3397	1332,1	2,9351
5,70	4192,4	155,96	157,586	451,989	44,493	0,3341	1352,9	2,9842
5,80	4266,0	156,63	158,274	451,460	44,538	0,3287	1373,6	3,0331
5,90	4339,5	157,29	158,954	450,938	44,582	0,3234	1394,4	3,0826
6,00	4413,1	157,94	159,625	450,423	44,625	0,3183	1415,0	3,1319
6,10	4486,6	158,59	160,287	449,914	44,668	0,3134	1435,5	3,1807
6,20	4560,2	159,22	160,940	449,413	44,710	0,3086	1456,1	3,2300
6,30	4633,7	159,85	161,585	448,918	44,751	0,3040	1476,6	3,2787
6,40	4707,3	160,47	162,222	448,428	44,792	0,2995	1497,1	3,3278
6,50	4780,8	161,08	162,852	447,945	44,832	0,2952	1517,4	3,3761
6,60	4854,4	161,68	163,474	447,468	44,871	0,2910	1537,8	3,4247
6,70	4927,9	162,28	164,088	446,997	44,910	0,2869	1558,1	3,4734
6,80	5001,5	162,87	164,696	446,530	44,949	0,2829	1578,4	3,5224
6,90	5075,0	163,45	165,296	446,070	44,987	0,2790	1598,5	3,5714
7,00	5148,6	164,03	165,890	445,615	44,024	0,2753	1618,7	3,6193
7,25	5332,4	165,44	167,347	444,498	45,115	0,2663	1668,9	3,7441
7,50	5516,3	166,82	168,764	443,413	45,202	0,2580	1718,9	3,8610
7,75	5700,2	168,15	170,146	442,354	45,287	0,2501	1768,6	3,9825
8,00	5884,1	169,46	171,493	441,323	45,369	0,2427	1818,3	4,1034
8,25	6068,0	170,73	172,808	440,316	45,449	0,2358	1867,5	4,2230
8,50	6251,8	171,98	174,093	439,334	45,526	0,2292	1916,6	4,3440
8,75	6435,7	173,19	175,349	438,373	45,601	0,2231	1965,4	4,4623
9,00	6619,6	174,38	176,578	437,434	45,674	0,2172	2013,9	4,5830
9,25	6803,5	175,54	177,780	436,515	45,745	0,2117	2062,3	4,7015
9,50	6987,4	176,68	178,958	435,616	45,813	0,2064	2110,5	4,8216
9,75	7171,2	177,79	180,111	434,735	45,881	0,2014	2158,5	4,9407
10,00	7355,1	178,89	181,243	433,871	45,946	0,1966	2206,4	5,0607
10,25	7539,0	179,96	182,353	433,024	46,010	0,1921	2254,0	5,1787
10,50	7722,9	181,01	183,442	432,193	46,072	0,1878	2301,3	5,2966
10,75	7906,7	182,04	184,513	431,376	46,133	0,1837	2348,6	5,4142
11,00	8090,6	183,05	185,563	430,576	46,192	0,1797	2395,7	5,5340
11,25	8274,5	184,05	186,597	429,788	46,250	0,1760	2442,6	5,6497
11,50	8458,4	185,03	187,612	429,015	46,306	0,1723	2489,4	5,7703
11,75	8642,2	185,99	188,611	428,255	46,361	0,1689	2535,9	5,8858
12,00	8826,1	186,94	189,594	427,506	46,415	0,1655	2582,4	6,0000
12,25	9010,0	187,87	190,561	426,770	46,468	0,1624	2628,6	6,1200
12,50	9193,9	188,78	191,513	426,046	46,520	0,1593	2674,8	6,2383
12,75	9377,8	189,68	192,452	425,331	46,571	0,1563	2720,6	6,3573
13,00	9561,6	190,57	193,376	424,629	46,620	0,1535	2766,5	6,4725
13,50	9929,4	192,31	195,184	423,254	46,717	0,1481	2857,6	6,7069
14,00	10297,1	194,00	196,944	421,916	46,810	0,1431	2948,3	6,9396
14,50	10664,9	195,64	198,656	420,615	46,900	0,1384	3038,5	7,1736
15,00	11032,7	197,24	200,324	419,349	46,986	0,1341	3128,0	7,4019

chaleur $\frac{1}{A} = 428\ kgm$ (tandis que l'original le supposait égal à 436).

De plus, on a :

$$L = U_1 - U_2, \qquad AL = q_1 - q_2 + x_1\rho_1 - x_2\rho_2.$$

Pour les changements d'état qui se présentent dans les machines à vapeur, on peut poser :

$$pv^{\mu} = \text{const.},$$

où d'après Zeuner,

$$\mu = 1{,}035 + 0{,}1x.$$

De là :

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\mu-1}\right],$$

ou si l'on désigne le rapport de détente $\frac{v_2}{v_1}$ par $\frac{1}{\varepsilon}$:

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left(1 - \varepsilon^{\mu-1}\right).$$

3. *La température du mélange est portée de $t_1°$ à $t_2°$ sans changement de volume.*

x_1 et x_2 étant les poids de vapeur par *kg* du mélange correspondant aux températures t_1 et t_2, on a :

$$x_2 u_2 = x_1 u_1 ;$$

la quantité de vapeur introduite (ou soutirée, si $t_2 < t_1$) est :

$$Q = c(t_2 - t_1) + x_1 u_1 \left(\frac{\rho_2}{u_2} - \frac{\rho_1}{u_1}\right).$$

La température t', à laquelle toute l'eau sera transformée en vapeur, se trouve en cherchant dans la table la température correspondant à

$$u' = x_1 u_1.$$

D'après ces formules, on peut calculer le temps nécessaire pour que dans une chaudière à vapeur la pression monte de p_1 à p_2 lorsque le chauffage est continu et qu'il n'y a ni prise de vapeur, ni alimentation. Désignons par Q' la quantité de chaleur que reçoit la chaudière par le chauffage pendant l'unité de temps, par G le poids du mélange d'eau et de vapeur contenu dans la chaudière et par θ ce temps, on a :

$$\theta = \frac{GQ}{Q'}.$$

Si l'on donne la différence $p_2 - p_1$, le temps θ sera d'autant plus petit que p_1 sera plus grand.

QUATRIÈME PARTIE

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

I. LOIS GÉNÉRALES; VALEURS ET THÉORÈMES DONNÉS PAR EXPÉRIENCES

1. La *déformation* d'un corps soumis à l'action de forces extérieures se décompose : 1° en une déformation (*élastique*) qui disparaît lorsqu'on supprime ces forces et 2° en une déformation (*plastique*) qui persiste malgré la suppression de ces forces. Jusqu'à une certaine limite (*limite d'élasticité*), la première de ces déformations est proportionnelle à la charge que supporte le corps ; et jusqu'à la même limite, la déformation plastique peut être négligée par rapport à la déformation élastique.

2*). Le travail mécanique nécessaire pour produire la rupture lente d'une barre, soit par traction soit par flexion, est, d'après l'expérience, égal à

$$P_1\left(\frac{\delta_1}{2}+\alpha\delta_2\right), \quad \text{où}$$

P_1 représente la force de rupture agissant d'une manière lente, soit suivant la longueur des fibres (traction), soit perpendiculairement à celles-ci (flexion),

δ_1, respectivement l'allongement élastique et la flèche élastique,

δ_2, respectivement l'allongement plastique et la flèche persistante, et

α un coefficient dont la valeur varie entre $\frac{3}{4}$ et 1.

La formule ci-dessus donne aussi le travail nécessaire pour produire dans une barre un allongement ou une flèche $(\delta_1 + \delta_2)$.

3. Par le martelage, le laminage, le tréfilage de certains métaux, les limites d'élasticité, et dans une faible mesure les limites de résistance (ou mieux les charges correspondant à ces limites) sont agrandies. (Pour l'acier, la trempe, et pour le fer, une faible teneur en char-

*) *Journal des Ingénieurs allemands*, volume XII, p. 375, et Grashof. *Résistance des matériaux*, p. 24.

bon ou en phosphore ont des résultats analogues.) Il est à remarquer, par contre, que les mêmes opérations diminuent la *ductilité* ou déformation plastique de ces métaux. — La recuisson a un effet contraire.

4. A une charge déterminée correspond une certaine déformation *persistante*, qui pour se produire entièrement exige un temps déterminé variant avec la matière.

5. La *température* n'est pas sans influence sur la résistance et la ductilité. Des expériences nombreuses ont été faites à des températures basses et élevées par Knut Styffe, directeur des instituts royaux technologiques à Stockholm et par C. P. Sandberg *) ; cependant la relation existant entre les résistances des matériaux pour différentes températures n'a, jusqu'à aujourd'hui, pas été trouvée. Les contradictions apparentes des résultats obtenus par les expérimentateurs ci-dessus ont été justifiées par le professeur Spangenberg **).

6***). *Module ou coefficient d'élasticité, module ou coefficient de torsion* (ou coefficient d'élasticité pour cisaillement et torsion) et *relations générales entre les tensions et les allongements.* (Dans ce qui suit il n'est fait mention que des allongements ou déformations élastiques.) Un petit parallélipipède se trouvant dans l'intérieur d'un corps soumis à des forces extérieures subit une déformation qui consiste essentiellement dans le changement de longueur de ses arêtes et dans le déplacement de ses faces les unes par rapport aux autres.

Supposons que l'allongement de l'unité de longueur dans la direction d'une force soit ε, l'allongement dans toute direction perpendiculaire sera $-\frac{\varepsilon}{m}$; c'est-à-dire il se produira une *contraction transversale* si ε est positif (allongement), et une *dilatation transversale* si ε est négatif (raccourcissement).

m est une constante dépendant des matériaux et qui pour les corps *isotropes* est en général comprise entre 3 et 4 ; pour les métaux on peut la prendre égale à 4.

Si l'allongement ε correspond à une tension σ par unité de surface de la section transversale, le rapport $\frac{\sigma}{\varepsilon} = E$ porte le nom de *module ou coefficient d'élasticité.*

Les *tensions tangentielles ou de cisaillement* τ qui déplacent d'un angle φ deux faces qui se coupaient initialement à angle droit sont égales par unité de surface, et on a :

$\frac{\tau}{\varphi} = G$ *coefficient d'élasticité transversale* ou *module de cisaillement* ou *de torsion* ou encore *coefficient de torsion.*

(*Knutt Styffe (*Propriétés relatives à la résistance du fer et de l'acier*). C. P., Sandberg, édition anglaise de l'ouvrage allemand de C. M. Frhr v. Weber, 1870.

**) Grashof, *Festigkeitslehre* (Résistance des matériaux).

***) *Journal d'archi et ure* 1874-1875, sur la manière dont se comportent les métaux soumis à des efforts répétés (de Spangenberg).

Il existe entre E et G la relation suivante : $G = \frac{mE}{2(m+1)}$; par conséquent G est compris en général entre $\frac{2}{5}E$ et $\frac{3}{8}E$.

Si K_1 et K_2 sont les valeurs absolues des charges correspondant aux limites d'élasticité pour la *traction* et la *compression* et ε_1, ε_2 les valeurs absolues de l'allongement et du raccourcissement correspondants, on a :

$$K_1 = E\varepsilon_1 \quad \text{et} \quad K_2 = E\varepsilon_2 .$$

La plus grande valeur admissible t que puisse prendre une tension tangentielle τ est :

$$t = 2\frac{G}{E}k = \frac{m}{m+1}k ,$$

k_1 et k_2 représentant les valeurs absolues maxima des tensions *admissibles* en pratique pour la traction et la compression, et k désignant la plus petite de ces deux valeurs. Par conséquent, t est compris entre $\frac{4}{5}k$ et $\frac{3}{4}k$.

Dans ce qui suit :

x, y et z représentent les coordonnées d'un point situé dans l'intérieur d'un corps,

σ_x, σ_y et σ_z les tensions suivant les directions des axes des coordonnées,

ξ, η et ζ les changements des coordonnées provenant de la déformation,

ε_x, ε_y, ε_z les allongements spécifiques, suivant les axes, au point (x, y, z),

τ_x, τ_y, τ_z les tensions tangentielles qui cherchent à faire tourner les plans (XY et XZ), (YZ et YX), (ZX et ZY) les uns par rapport aux autres,

γ_x, γ_y, γ_z les compléments des angles que forment ces plans après la déformation (c'est-à-dire les angles qu'il faut leur ajouter pour faire 90°).

On a alors les relations suivantes :

$$\sigma_x = 2G\left(\frac{d\xi}{dx} + \frac{\Delta v}{m-2}\right); \qquad \tau_x = G\left(\frac{d\eta}{dz} + \frac{d\zeta}{dy}\right);$$

$$\sigma_y = 2G\left(\frac{d\eta}{dy} + \frac{\Delta v}{m-2}\right); \qquad \tau_y = G\left(\frac{d\zeta}{dx} + \frac{d\xi}{dz}\right);$$

$$\sigma_z = 2G\left(\frac{d\zeta}{dz} + \frac{\Delta v}{m-2}\right); \qquad \tau_z = G\left(\frac{d\xi}{dy} + \frac{d\eta}{dx}\right).$$

où $\Delta v = \frac{d\xi}{dx} + \frac{d\eta}{dy} + \frac{d\zeta}{dz}$ = coefficient de dilatation cubique.

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{d\sigma_x}{dx}+\frac{d\tau_y}{dz}+\frac{d\tau_z}{dy}+X=0\\
&\frac{d\sigma_y}{dy}+\frac{d\tau_z}{dx}+\frac{d\tau_x}{dz}+Y=0\\
&\frac{d\sigma_z}{dz}+\frac{d\tau_x}{dy}+\frac{d\tau_y}{dx}+Z=0
\end{aligned}\right\}$$

où X, Y, Z sont les composantes suivant les 3 axes des forces extérieures (comme par ex. la pesanteur) pouvant agir sur le corps.

$$\left.\begin{aligned}
\varepsilon_x&=\frac{d\xi}{dx}; & \gamma_x&=\frac{d\eta}{dz}+\frac{d\zeta}{dy}\\
\varepsilon_y&=\frac{d\eta}{dy}; & \gamma_y&=\frac{d\zeta}{dx}+\frac{d\xi}{dz}\\
\varepsilon_z&=\frac{d\zeta}{dz}; & \gamma_z&=\frac{d\xi}{dy}+\frac{d\eta}{dx}
\end{aligned}\right\}$$

Soient p la tension dans un plan quelconque, α, β, γ les angles de la normale à ce plan avec les axes des coordonnées et λ, μ, ν les angles que forme p avec les mêmes axes, on a :

$$\left.\begin{aligned}
p\cos\lambda&=\sigma_x\cos\alpha+\tau_z\cos\beta+\tau_y\cos\gamma\\
p\cos\mu&=\tau_z\cos\alpha+\sigma_y\cos\beta+\tau_x\cos\gamma\\
p\cos\nu&=\tau_y\cos\alpha+\tau_x\cos\beta+\sigma_z\cos\gamma
\end{aligned}\right\}$$

La somme des carrés des tensions dans trois plans se coupant à angles droits en un point est constante pour ce point.

Il existe en chaque point du corps 3 plans perpendiculaires les uns aux autres pour lesquels les tensions tangentielles sont égales à 0. Les tensions dans ces plans portent le nom de *tensions principales*; parmi celles-ci se trouvent la plus grande tension normale positive et la plus petite tension normale négative pour tous les plans passant par ce point.

Les tensions principales σ_1, σ_2, σ_3 sont les racines de l'équation du troisième degré suivante :

$$(\sigma_x-\sigma)(\sigma_y-\sigma)(\sigma_z-\sigma)-(\sigma_x-\sigma)\tau_x^2-(\sigma_y-\sigma)\tau_y^2-(\sigma_z-\sigma)\tau_z^2+2\tau_x\tau_y\tau_z=0.$$

De même les allongements principaux ε_1, ε_2 et ε_3 se tirent de l'équation :

$$4(\varepsilon_x-\varepsilon)(\varepsilon_y-\varepsilon)(\varepsilon_z-\varepsilon)-(\varepsilon_x-\varepsilon)\gamma_x^2-(\varepsilon_y-\varepsilon)\gamma_y^2-(\varepsilon_z-\varepsilon)\gamma_x\gamma_y\gamma_z=0.$$

Entre les tensions principales et les allongements principaux, il existe les relations suivantes :

$$E\varepsilon_1=\sigma_1-\frac{\sigma_2+\sigma_3}{m};\quad E\varepsilon_2=\sigma_2-\frac{\sigma_3+\sigma_1}{m};\quad E\varepsilon_3=\sigma_3-\frac{\sigma_1+\sigma_2}{m}.$$

Si $\tau_x=0$ et $\sigma_y=\sigma_z$, les trois tensions principales sont :

$$\sigma_1 = \sigma_y ; \left.\begin{matrix}\sigma_2\\ \sigma_3\end{matrix}\right\} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2} ;$$

le signe supérieur donne σ_2 et l'inférieur σ_3.

Si l'on fait les mêmes suppositions, on obtient les allongements principaux au moyen des égalités :

$$E\varepsilon_1 = -\frac{1}{m}\sigma_x + \frac{m-1}{m}\sigma_y ,$$

$$\left.\begin{matrix}E\varepsilon_2\\ E\varepsilon_3\end{matrix}\right\} = \frac{m-1}{2m}\sigma_x + \frac{m-3}{2m}\sigma_y \pm \frac{m+1}{2m}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4(\tau_y^2 + \tau_z^2)}.$$

Dans le cas particulier où $\sigma_y = \sigma_z = 0$, on a :

$$\sigma_1 = 0 ; \left.\begin{matrix}\sigma_2\\ \sigma_3\end{matrix}\right\} = \frac{\sigma_x \pm \sqrt{\sigma_x^2 + 4(\tau_y^2 + \tau_z^2)}}{2} .$$

Si deux des tensions tangentielles sont égales à 0, par exemple : $\tau_y = \tau_z = 0$, alors :

$$\sigma_1 = \sigma_x ; \sigma_2 = \sigma_3 = \frac{\sigma_y + \sigma_z \pm \sqrt{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + 4\tau_x^2}}{2} ,$$

$$E\varepsilon_1 = \sigma_x - \frac{\sigma_y + \sigma_z}{m}$$

$$\left.\begin{matrix}E\varepsilon_2\\ E\varepsilon_3\end{matrix}\right\} = -\frac{1}{m}\sigma_x + \frac{m-1}{2m}(\sigma_y + \sigma_x) \pm \frac{m+1}{2m}\sqrt{(\sigma_y - \sigma_z) + 4\tau_x^2}.$$

7. Classification des fers d'après le *Vereine der Techniker deutscher Eisenbahnen.*

Soient :

T_1 la résistance à la rupture en traction, en *kg* par cm^2,

s la contraction relative de la section de rupture,

A. *Fer en barres.*

Qualité I : $T_1 = 3800$; $s = 40\ ^0/_0$

Qualité II : $T_1 = 3500$; $s = 25\ ^0/_0$

B. *Tôles de fer.*

Qualité I : dans le sens du laminage $T_1 = 3600$; $s = 25\ ^0/_0$
dans le sens perpendiculaire à celui du laminage $T_1 = 3200$, $s = 15\ ^0/_0$

Qualité II : dans le sens du laminage $T_1 = 3300$; $s = 15\ ^0/_0$
dans le sens perpendiculaire à celui du laminage $T_1 = 3000$; $s = 9\ ^0/_0$

C. Acier Bessemer, acier fondu, acier Martin.

Qualité I : dur $T_1 = 6000$; $s = 25\ ^0/_0$
moyen $T_1 = 5500$; $s = 35\ ^0/_0$
doux $T_1 = 4500$; $s = 45\ ^0/_0$

Qualité II : Sortes dures $T_1 = 5500$; $s = 20\ ^0/_0$
Sortes plus douces $T_1 = 4500$; $s = 30\ ^0/_0$

8. Lois de Wöhler *).

Pour le fer soumis à des efforts répétés, Wöhler a établi les lois suivantes :

1° Lorsque les efforts sont souvent répétés, la rupture a lieu pour une tension spécifique de la matière plus faible que celle provenant d'une charge fixe.

2° Le nombre de fois n qu'il faut soumettre une pièce à un effort pour occasionner sa rupture est d'autant plus grand que la tension maxima provoquée par l'effort dans la matière est plus faible, étant supposée une tension minima constante. Ainsi, par exemple, la tension minima étant 0 et la tension maxima étant respectivement de 4500, 3000, 2500, 2200 *kg* par cm^2, la rupture a lieu pour une valeur de n respectivement égale à 0,17 ; 0,86 ; 1,50 ; 48,20 millions.

3° La tension maxima dans la matière étant supposée constante, le nombre n est d'autant plus grand que la tension minima dans la matière est elle-même plus grande, c'est-à-dire plus rapprochée de la tension maxima. Ainsi, pour l'acier fondu, la tension maxima étant de 7300 *kg* par cm^2 et la tension minima étant respectivement égale à 1260, 2430, 2660, et 4820 *kg* par cm^2, la valeur de n est respectivement égale à 0,06 ; 0,15 ; 0,46 et 19,67 millions.

4° Lorsque la tension minima est donnée, il existe une tension maxima pour laquelle la rupture ne se produit plus, aussi grande que soit la valeur de n. Nous appellerons cette tension ou charge maxima pour laquelle il n'y a plus rupture : *résistance au travail* (*Arbeitsfestigkeit*).

La résistance au travail A est d'autant plus grande que la tension minima donnée B est elle-même plus grande. Si T_1 représente la rupture à traction et T_2 celle à compression, on peut poser :

	Pour traction	Pour compression
Fer	$A = 0{,}55\,T_1 + 0{,}45\,B$;	$A = 0{,}64\,T_2 + 0{,}36\,B$
Acier fondu	$A = 0{,}44\,T_1 + 0{,}56\,B$;	$A = 0{,}38\,T_2 + 0{,}62\,B$

**).

*) D'après Winkler : Choix des tensions admissibles de la matière dans les constructions en fer.

**) D'après Launhardt, on a :

pour le fer $$A = \left(0{,}55 + 0{,}45\,\frac{B}{A}\right) T_1$$

pour l'acier fondu $$A = \left(0{,}45 + 0{,}55\,\frac{B}{A}\right) T_1.$$

D'après Gerber :

Fer $$A = \sqrt{13\,T_1^2 + 12\,B\,T_1} - B - 3\,T_1$$

Acier $$A = \sqrt{13\,T_1^2 + 14{,}4\,B\,T_1} - B - 3{,}6\,T_1.$$

Ces formules sont valables pour toutes les valeurs positives et négatives de B, pourvu que $A > -B$.

9. *Détermination des sections par le moyen des lois de Wöhler.*

Soient :

F_{max} la tension maxima
F_{min} la tension maxima
} dans une barre,

F_0 la tension résultant d'une charge constante (poids propre),

F_1 la limite supérieure de la tension résultant d'une charge à action répétée agissant en sens inverse de F_0, et prise en valeur absolue,

F_2 la limite inférieure de la tension résultant d'une charge à action répétée, agissant en sens inverse de F_0, et prise en valeur absolue,

S la section cherchée de la barre.

De plus, soient :

α et α' les coefficients respectifs de B dans les formules ci-dessus donnant les valeurs de A, et

K et K' des coefficients donnés par l'expérience ; alors on a :

pour traction $S = \dfrac{F_{max} - \alpha F_{min}}{(1-\alpha)K}$; pour compression $S = \dfrac{F_{max} - \alpha' F_{min}}{(1-\alpha')K}$

$$= \frac{F_0}{K_0} + \frac{F_1}{K_1} + \frac{F_2}{K_2}; \qquad = \frac{F_0}{K_0} + \frac{F_1}{K_1} + \frac{F_2}{K_2}$$

Dans les constructions qui ne sont soumises à aucun choc (par ex. les toits), on peut poser :

Fer $K = 1400$, $K_1 = 770$, $K_2 = 1700$, $K_0' = 1120$
$K_1' = 720$, $K_2' = 2000$.
Acier $K = 1800$, $K_1 = 830$, $K_2 = 1400$, $K_0' = 2200$
$K_1' = 840$, $K_2' = 1350$.

Lorsque la charge variable peut agir par choc, il faut augmenter celle-ci en la multipliant par $(1+\mu)$ ou bien, ce qui revient au même, il faut diviser les coefficients K_1, K_2, K_1' et K_2' par la même quantité $(1+\mu)$ pour ramener la question au cas où cette charge agit sans choc.

On peut poser :

dans les toits des bâtiments

$$\mu = 0{,}1,$$

dans les ponts des routes et des chemins de fer à faibles vitesses

$$\mu = 0{,}2,$$

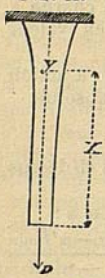
dans les ponts des chemins de fer à grandes vitesses

$$\mu = 0{,}3.$$

II. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX A L'EXTENSION ET A LA COMPRESSION

1. Si un corps prismatique doit résister sûrement à la rupture par traction ou à l'écrasement lorsqu'il est soumis à un effort P *kg* ; on doit avoir : $P = Sk$, où

Fig. A.



S représente la section du corps en cm^2 et

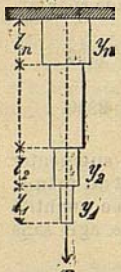
k la charge admissible ou tension admissible par cm^2 de la matière dont se compose le corps.

2. La forme d'une pièce *d'égale résistance* (fig. A) soumise à un effort de traction ou de compression (cet effort étant dirigé suivant l'axe passant par les centres de gravité des sections transversales) est donnée par l'équation :

$$y = \frac{P}{k} e^{\frac{\gamma}{k} x} \quad \text{ou} \quad \log y = \log \frac{P}{K} + 0{,}4343 \frac{\gamma}{k} x .$$

3. Si l'on veut composer le corps de portions ou parties prismatiques, la forme d'égale résistance est donnée approximativement par la relation (fig. B) :

Fig. B.



$$y_n = \frac{P k^{n-1}}{(k - \gamma l_1)(k - \gamma l_2) \ldots\ldots (k - \gamma l_n)} .$$

Dans 2 et 3 :

y représente une section quelconque à une distance x de l'extrémité chargée de la pièce,

P la charge,

k la charge ou tension admissible,

γ le poids de l'unité cubique de la matière,

e la base des logarithmes népériens ou hyperboliques $= 2{,}71828$,

l_n la longueur de la n^{me} partie prismatique, à compter à partir de l'extrémité chargée, et

y_n la section de cette n^{me} partie.

4. Le diamètre d d'un *cylindre* de longueur l devant supporter une pression G normale à son axe est d'après Winkler *) :

$$d = \frac{0{,}0256\, G^2}{l^2 k^2} \text{ pour fonte et fer,}$$

$$d = \frac{0{,}014625\, G^2}{l^2 k^2} \text{ pour acier.}$$

*) Winkler, *Die Gitterträger* etc. Pages 275 et 273.

Dans ces formules,
k représente la charge admissible en kg par cm^2 ;
d et l sont exprimés en cm et
G en t.

5. *Résistance des fils à la rupture.* Des recherches de Karmarsch ont prouvé que si des fils de différentes sections sont chargés jusqu'à ce qu'ils rompent, les charges qui entraînent la rupture ne sont pas directement proportionnelles aux carrés des diamètres des fils. Si T_1 est la charge de rupture en kg, on a :

$$T_1 = \alpha d + \beta d^2,$$

où d représente le diamètre du fil en mm,
α et β, des constantes données par le tableau suivant :

Tableau des constantes α et β.

Désignation du fil	non rougi		rougi		Désignation du fil	non rougi		rougi	
	α	β	α	β		α	β	α	β
Fil d'acier...	21	50	3	45	Fil de cuivre.	7,5	27,5	0	18,5
Fil de fer 1re qualité....	12,5	50	3	26	Fil de platine.....	9.5	17.5	7,5	14,5
Fil de fer ordinaire....	18	36	5	22,5	Fil de zinc..	1,75	10	—	—
Fil de laiton.	8	43	5,5	22,5	Plomb dur..	0	1,75	—	—
					Plomb mou.	0	1,35	—	—

6. Épaisseur des tuyaux cylindriques et des vases sphériques.

a. Tuyaux à pression intérieure.

Résistance à la rupture suivant deux génératrices (dans un plan passant par l'axe).

Soient :
δ l'épaisseur de la paroi
d le diamètre intérieur
D le diamètre extérieur
} du tuyau en cm,
n la pression effective intérieure en atmosphères,
p la pression effective intérieure
k la charge admissible
} en kg par cm^2,
$e = 2,71828...$ la base des logarithmes hyperboliques,
$m = 4$ (voir page 246). — Voir suite page 256.

Valeurs moyennes des coefficients d'élasticité et de résistance.

MATÉRIAUX	Coefficient d'élasticité.	Charge à la limite d'élasticité.		Charge de rupture ou coefficient de rupture en				OBSERVATIONS.
		Traction	Compress.	Traction	Compression simple	Cisaillement	Flexion	
	E	K_1	K_2	T_1	T_2	C	R	
Fer ductile (fer en barres).	2000000	1650	1650	3800	3000	2900	4800	R est donné pour les sections circulaires et rectangulaires. Pour la section en H, R peut respectivement être posé égal à T_1 et à T_2.
Tôle de fer = *)	2000000	1650	1650	3600	2900	2700	4600	
Tôle de fer ⊥	2000000	1650	1650	3200	2600	2400	4200	
Acier dur	2200000	4000	4000	6500	7900	5400	8300	
Acier moyen	2200000	3400	3400	5500	6700	4600	7200	
Acier doux	2200000	2800	2800	4500	5500	3700	5900	
Fonte	1000000	600	1600	1300	7800	—	2900	Pour les pièces de fonte à section en H non symétrique, on peut prendre $R = 2000$ pour la traction et $R = 5000$ pour la compression.
Cuivre martelé	1160000	300	—	2300	5700	—	2400	
Cuivre jaune (laiton)	1000000	400	—	1250	9000	—	1450	
Bronze	690000	400	—	2300	—	—	—	
Bronze phosphoreux	990000	—	—	400	—	—	—	
Zinc	900000	—	—	200	—	—	—	
Plomb	200000	90	—	110	—	—	—	
Etain	420000	—	—	320	—	—	—	*) = signifie : suivant la direction du laminage, ⊥ perpendiculairement à cette direction.

Kg par cm^2.

Pin de Genève	110000	270	120	900	450	50	680	C n'est donné que pour le sens parallèle aux fibres ; suivant le sens perpendiculaire, $C = 125$ pour les conifères et le chêne. R a rapport aux sections circulaires et rectangulaires.
Sapin rouge	120000	270	120	750	380	50	560	
Sapin	120000	270	120	800	400	50	600	
Mélèze	100000	270	120	700	350	50	530	
Chêne	120000	270	120	1000	500	90	750	
Hêtre	110000	270	120	950	480	70	720	
Aune	110000	270	120	900	450	—	680	
Granite, syénite, diorite	120—500	—	—	30—60	800—1600	60—120	130—260	Pour déterminer T_1, les expériences ont été faites sur des cubes (sauf pour la brique). R a été déterminé pour des sections rectangulaires.
Chaux calcaire, marbre, dolomite	170—560	—	—	24—40	600—1000	45—75	100—160	
Grès	45—370	—	—	8—30	200— 800	15—60	30—130	
Conglomérat, tuf	—	—	—	5—15	150— 400	11—30	20— 60	
Brique	—	—	—	5—7	120— 200	9—15	20— 30	
Ciment Portland à prise lente	—	—	—	10	80— 150	—	10— 30	
Le même à prise prompte	—	—	—	—	50— 90	—	—	
Mortier de ciment Portland	—	—	—	13	100— 300	26	—	
Mortier hydraulique	—	—	—	9	—	—	—	
Mortier aérien	—	—	—	3	—	—	—	
Verre soufflé, épaisseur de 3 à 5 *mm.*	750000	—	—	—	—	—	375	
Verre fondu, épaiss. = 5 *mm.*	800000	—	—	—	1700	—	360	
Verre fondu, épaiss. = 10 *mm.*							240	
Verre fondu, épaiss. = 15 *mm.* et plus							200	

Kg par cm^2.

Les charges admissibles pouvant être supportées par cm^2, par les différents matériaux dépendant d'une foule de circonstances, nous donnerons leurs valeurs dans chaque cas particulier.

Tableau des charges admissibles en usage dans la division de construction du président de la police à Berlin.

MATÉRIAUX	*kg* par cm^2			MATÉRIAUX	*kg* par cm^2		
	Traction	Compres.	Cisaillem.		Traction	Compres.	Cisaillem.
Fer forgé	750	750	525	Bonne maçonnerie			
Tôle de fer	750	750	525	en briques avec			
Fil de fer	1200	—	—	ciment	—	11	—
Fonte	250	500	190	La meilleure ma-			
Acier fondu, tremp.	3000	3000	2200	çonnerie en bri-			
Bois de frêne	120	66	—	ques avec ciment	—	12	—
Bois de chêne	120	66	—	Briques poreuses			
Bois de hêtre	120	66	—	pour voussoirs,			
Bois de pin	80	60	—	peu cuites	—	3	—
Bois de sapin	60	50	—	— bien cuites	—	6	—
Verre	—	75	—	Tuf de la vallée de			
Basalte	—	75	—	Brohl	—	6	—
Granite	—	45	—	Marbre	—	24	—
Carb. de chaux de				Pierres compos. de			
Rüdersd	—	25	—	ciment, de scories			
Grès de Nebra, rouge.	—	16	—	et de sable fin	—	12	—
— plus clair	—	22	—	Bon terrain à bâ-			
Maçonnerie en bri-				tir, par m^2	—	35000	—
ques avec chaux							
ordinaire	—	7	—				

Suite de la page 253.

c est une constante dont les valeurs, pour les conditions ordinaires de la pratique, sont données par le tableau suivant :

pour	$c =$ *mm.*	pour	$c =$ *mm.*	pour	$c =$ *mm.*
Tôle de fer	3	Cuivre	0,5—5	Bois	13—26
Fonte	6—10	Plomb	5,5	Grès	30
Laiton	1—4	Zinc fondu	5	Terre cuite	13—40

1° Pour les pressions *basses* et *moyennes*, on peut employer la formule de Mariotte :

$$\delta = \frac{1}{2} d \frac{p}{k} + c .$$

2° Pour les *hautes* pressions on se sert de la formule de Brix :

$$\delta = \frac{1}{2} d \left(e^{\frac{p}{k}} - 1\right) + c \text{ *)},$$

ou bien si $\frac{p}{k}$ est une fraction de faible valeur, on emploie la formule approximative

$$\delta = \frac{1}{2} d \frac{p}{k} \left[1 + \tfrac{1}{2} \frac{p}{k} + \frac{1}{6} \left(\frac{p}{k}\right)^2\right] + c .$$

En employant les logarithmes ordinaires, on a (en ne tenant pas compte de c) :

$$\log D = \log d + 0{,}43429 \frac{p}{k}.$$

3° D'après Winkler, on a la formule générale ci- dessous (cette formule s'approprie particulièrement au cas où l'épaisseur des parois est considérable, par exemple pour les cylindres des *presses hydrauliques*) :

$$\delta = \frac{1}{2} d \left(-1 + \sqrt{\frac{mk + (m-1)p}{mk - (m+1)p}}\right),$$

formule dans laquelle on doit avoir $p < \frac{m}{m+1} k$.

Les valeurs de k se prennent d'après l'état des matériaux et suivant le degré de sûreté exigé.

Lorsque $\frac{p}{k}$ est une fraction de faible valeur, on a approximativement :

$$\delta = \frac{1}{2} d \frac{p}{k} \left(1 + \frac{3}{4} \frac{p}{k}\right).$$

4° Si, comme dans les chaudières de locomotives et locomobiles, des tôles planes sont reliées entre elles par des entretoises à une distance a (cm) les unes des autres, on prend pour l'épaisseur de ces tôles :

$$\delta = 0{,}0387\, a\sqrt{n} + 0{,}26\ cm$$

si elles sont en fer, et $1\frac{1}{4}$ fois la valeur donnée par cette formule si elles sont en cuivre.

Le diamètre δ_1 des entretoises en cuivre est donné par :

$$\delta_1 = 0{,}069\, a\sqrt{n} + 0{,}3\ cm.$$

L'épaisseur des plaques tubulaires est $\frac{7}{5}\delta$ lorsqu'elles sont en fer et $\frac{15}{8}\delta$ lorsqu'elles sont en cuivre.

*) Pour les tuyaux et chaudières exposées à l'action du feu, on doit prendre pour k une valeur moitié de celle que l'on prend dans les autres constructions : ainsi pour le fer $k = 350\ kg$ par cm^2.

b. Tuyaux à pression extérieure.

Soient :

δ l'épaisseur de la paroi
d le diamètre intérieur
l la longueur
} du tuyau en *cm*,

p la pression extérieure effective en *kg* par cm^2,

n la même pression exprimée en atmosphères,

E le module d'élasticité de la matière composant le tuyau, en *kg* par cm^2 (voir tableau, page 254),

c_1 une constante qui en général doit être prise plus petite que celle pour les tuyaux à pression intérieure : $c_1 =$ environ $\frac{1}{2}\,c$ (voir *a*).

1° L'épaisseur de la *paroi d'un tuyau* ayant à supporter une pression extérieure effective de n atmosphères, doit être :

$$\delta = d\sqrt[3]{\frac{0{,}768\,n}{E}} + c_1\,cm\,.$$

De cette formule on conclut pour les tuyaux :

en fer $\quad \delta = 0.00766\,d\sqrt[3]{n} + c_1$,

en fonte $\quad \delta = 0{,}00871\,d\sqrt[3]{n} + c_1$,

en laiton $\quad \delta = 0{,}01057\,d\sqrt[3]{n} + c_1$,

en cuivre $\quad \delta = 0{,}00888\,d\sqrt[3]{n} + c_1$,

en plomb $\quad \delta = 0{,}02239\,d\sqrt[3]{n} + c_1$.

2° D'après les anciens règlements prussiens, on devait se servir pour calculer les *tuyaux* ou *tubes* à *feu* ou à *fumées* des formules suivantes :

pour fer $\delta = 0{,}1742\,d\sqrt[3]{n} + 1{,}3\,mm$

pour laiton $\delta = 0{,}26\,d\sqrt[3]{n} + 1{,}82\,mm$.

Werner recommande de se servir pour la *tôle de fer* de la formule :

$$\delta = 0{,}234\,d\sqrt[3]{n} + 1{,}3\,mm\,,$$

parce que la formule ci-dessus donne des valeurs trop petites.

3° Pour de plus grandes épaisseurs, lorsque l'écrasement n'est pas à redouter, on a d'après Grashof :

$$\delta = \frac{1}{2}\,d\left[-1 + \sqrt{\frac{1}{1 - 2\frac{p}{k}}}\right] \text{ où } \frac{p}{k} < \frac{1}{2}\,.$$

4° D'après les expériences de Fairbairn, un tuyau est écrasé pour une pression de

$$p = 40470\,\frac{\delta^{2{,}081}}{l^{0{,}564}\,d^{0{,}889}}\,kg\,;$$

ou bien

$$p = 376729 \frac{\delta^2}{ld} + 1160 \frac{\delta^2}{d} - 93 \frac{\delta}{d} kg .$$

Des expériences faites à différentes époques ont permis à la « Hütte », en se basant sur la méthode des moindres carrés et sur une note de Love, d'établir les deux dernières formules que nous venons de donner.

c. Épaisseur des parois des vases de forme sphérique.

Pour toutes les valeurs de p, on peut se servir de la formule

$$\delta = \tfrac{1}{4} d \frac{p}{k} + c.$$

La signification des lettres est la même que celle indiquée en *a*. *Winkler* donne pour le cas d'une *pression effective intérieure*

$$\delta = \tfrac{1}{2} d \left(-1 + \sqrt[3]{\frac{mk - (m-2)p}{mk - (m+1)p}} \right);$$

on doit toujours avoir $p < \frac{m}{m+1} k$ ($m = 4$ voir page 246).

Pour de petites valeurs de $\frac{p}{k}$, on a approximativement :

$$\delta = \left(\tfrac{1}{6} \text{ à } \tfrac{1}{8}\right) \frac{p}{k} \left(1 + \frac{p}{k}\right) d.$$

Pour le cas d'une *pression effective extérieure* :

$$\delta = \tfrac{1}{2} d \left(-1 + \sqrt[3]{\frac{2m}{2m - 3(m-1)\frac{p}{k}}} \right).$$

Pour de petites valeurs de $\frac{p}{k}$, on a approximativement :

$$\delta = d \frac{m-1}{4m} \frac{p}{k} \left(1 + \frac{m-1}{m} \frac{p}{k}\right).$$

TABLEAUX RELATIFS AUX ÉPAISSEURS DES PAROIS ET AUX DIAMÈTRES DES TUYAUX, CHAUDIÈRES *) ET CYLINDRES A VAPEUR.

a. **Chaudières et tuyaux en *fer*, à pression *intérieure*.**

Epaisseur de la paroi en *mm*.	Pression effective en atmosphères													
	1	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10
	Diamètres admissibles maxima exprimés en *cm*													
4	160	103	79	63	53	45	39	35	31	26	22	20	18	16
5	244	159	121	96	80	69	60	53	48	40	34	30	27	24
6	330	215	162	129	107	93	81	72	64	54	46	41	36	32
7	—	272	204	163	135	116	101	90	81	68	58	51	45	40
8	—	—	245	196	162	140	122	109	98	82	70	61	54	49
9	—	—	286	230	190	164	143	127	114	95	81	71	63	57
10	—	—	—	263	217	188	164	145	131	109	93	82	72	65
11	—	—	—	—	244	211	184	164	147	123	105	92	81	73
12	—	—	—	—	272	235	205	182	164	137	117	102	90	81
13	—	—	—	—	—	259	226	200	181	151	129	112	99	89
14	—	—	—	—	—	—	247	219	197	165	141	123	108	97
15	—	—	—	—	—	—	267	237	214	179	153	133	117	105
16	—	—	—	—	—	—	—	256	231	193	165	143	126	114

b. **Chaudières et tuyaux en *acier*, à pression *intérieure*.**

4	271	179	135	106	89	77	67	59	53	45	38	33	30	27
5	—	254	190	150	126	109	95	84	75	63	54	47	42	38
6	—	329	245	195	162	140	122	108	97	82	70	61	54	49
7	—	—	300	239	199	172	150	133	119	100	85	74	66	60
8	—	—	—	283	235	204	177	158	142	118	101	88	79	71
9	—	—	—	—	272	235	205	182	164	136	117	102	91	81
10	—	—	—	—	—	267	232	207	186	155	133	116	103	92
11	—	—	—	—	—	—	260	231	218	173	148	129	115	103
12	—	—	—	—	—	—	—	256	230	191	164	143	127	114

c. **Tuyaux de conduite de vapeur en *cuivre*, à pression *intérieure*.**

2	27	18	14	12	9	8	7	6	6	5	4	4	3	3
3	—	62	48	38	32	27	23	21	19	16	14	12	10	9
4	—	—	—	—	—	—	40	36	32	27	25	20	17	16
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	35	28	25	22
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	36	32	29

*) Voir appendice.

d. **Cylindres et tuyaux à vapeur en *fonte*, à pression *intérieure*.**

Épaisseur de la paroi en *mm*.	Pression effective en atmosphères													
	1	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10
	Diamètres admissibles maxima exprimés en *cm*													
10	25	17	13	10	8	7	6	5	5	4	3	3	3	2
15	125	73	62	49	41	35	31	27	25	20	17	15	14	12
20	225	149	112	89	74	63	55	49	44	36	31	27	24	21
25	325	216	161	128	107	91	80	70	64	53	44	39	35	31
30	—	282	211	168	140	119	104	92	83	69	58	51	46	40
35	—	—	260	207	173	148	129	114	103	85	72	63	56	50
40	—	—	—	247	206	176	154	136	122	101	86	75	67	59
45	—	—	—	286	239	204	178	158	142	117	100	87	77	69
50	—	—	—	—	272	232	203	180	161	133	114	99	88	78
55	—	—	—	—	—	260	227	201	181	150	127	111	99	88
60	—	—	—	—	—	288	252	223	200	166	141	123	109	97
65	—	—	—	—	—	—	277	245	220	182	155	135	120	107

e. **Tubes calorifères en *laiton*, à pression *extérieure*.**

2	2	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	12	10	9	9	8	8	7	7	7	7	6	6	5	5
4	22	19	17	16	15	14	13	13	13	12	11	11	10	10
5	—	28	26	23	22	21	20	19	19	18	17	16	15	15

f. **Tubes calorifères en *fer*, à pression *extérieure*.**

6	70	61	56	52	48	46	44	42	41	39	37	35	34	32
7	85	74	68	63	59	56	53	51	50	47	45	42	41	39
8	100	87	80	74	70	66	63	60	58	55	53	50	48	46
9	115	101	91	85	81	76	72	69	67	64	60	57	55	53
10	130	114	103	96	93	85	82	78	76	72	68	65	62	60
11	—	127	115	107	104	95	91	87	84	80	76	72	69	67
12	—	—	127	118	115	105	101	97	93	88	84	80	77	74
13	—	—	—	129	126	115	110	106	102	96	92	87	84	81
14	—	—	—	—	—	125	120	115	111	105	99	95	91	88
15	—	—	—	—	—	—	129	124	119	113	107	102	98	95
16	—	—	—	—	—	—	—	133	128	121	115	110	105	102

III. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX A LA RUPTURE PAR COMPRESSION OU ÉCRASEMENT PAR FLEXION

Unités : *cm* et *kg*.

1. Lorsqu'une barre dont la longueur dépasse un certain nombre de fois la plus petite dimension de sa section est pressée dans la direction de sa longueur, cette barre est soumise à la fois à un effort de *compression* et à un effort de *flexion*, et, par conséquent, elle peut se *briser* avant de *s'écraser*.

D'après ce que nous venons de dire, la charge admissible peut être déterminée :

1° ou bien en prenant pour celle-ci une partie aliquote de la charge P qui entraîne la rupture par compression (les formules théoriques donnant P sont données dans 2),

2° ou bien on la détermine au moyen de la tension dans la matière provenant d'une certaine flexion maxima de la pièce (voir 3).

Dans ce qui suit :

P est la charge capable de briser la barre,

P_1 la charge admissible,

T_2 la charge correspondant à l'écrasement sans flexion ou écrasement simple (v. p. 254 et 255),

S la surface de la section transversale,

d le diamètre des sections circulaires,

h le plus petit côté de la section rectangulaire,

J le moment d'inertie de la section,

l la longueur de la pièce,

E le module d'élasticité de la matière dont la pièce est composée,

n un coefficient de sûreté.

2. *La charge de rupture* P d'une pièce soumise à un effort *d'écrasement par flexion* dépend de la manière dont les bouts de cette pièce sont fixés, si :

1. un bout est encastré, l'autre libre : Fig. 112



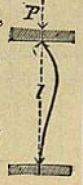
$$P = \frac{\pi}{4}\frac{EJ}{l^2}$$

2. les deux bouts sont libres mais guidés suivant l'axe primitif de la pièce : Fig. 113.



$$P = \pi^2\frac{EJ}{l^2}$$

3. un bout est encastré, l'autre libre est guidé suivant l'axe primitif de la pièce : Fig. 114.



$$P = 2\pi^2\frac{EJ}{l^2}$$

4. les deux bouts sont encastrés (ou plans : Fig. 115.



$$P = 4\pi^2\frac{EJ}{l^2}.$$

$\pi = 3.1416$ $\frac{\pi}{4} = 0.7854$.

$\pi^2 = 9.8696$.

Pour faire application de ces formules, il faut que l soit plus grand que :

$12\,d$ ou $14\,h$ pour le fer,	$24\,d$ ou $28\,h$	$33\,d$ ou $38\,h$	$48\,d$ ou $56\,h$
$5\,d$ ou $5\frac{3}{4}h$ pour la fonte,	$10\,d$ ou $11\frac{1}{2}h$	$14\,d$ ou $16\,h$	$20\,d$ ou $23\,h$
$6\,d$ ou $7\,h$ pour le bois.	$11\frac{1}{2}d$ ou $13\frac{1}{2}h$	16 d ou $19\,h$	$23\,d$ ou $27\,h$

Les colonnes sont à calculer contre l'écrasement simple et comme pièces chargées de bout.

La charge admissible est $P_1 = nP$, où $n = \frac{1}{5}$ pour le fer, $= \frac{1}{6}$ pour la fonte et $\frac{1}{10}$ pour le bois.

Pour les longueurs se trouvant dans le voisinage des limites indiquées dans le tableau précédent, on peut poser d'après Grashof :

$$P_1 = n \cdot \frac{T_2 + P}{T_2 \cdot P}.$$

Hodgkinson a trouvé que lorsqu'une colonne en fonte a au milieu de sa longueur un diamètre $1\frac{1}{2}$ à 2 fois plus grand qu'à ses extrémités, elle peut porter environ $\frac{1}{8}$ de plus qu'une colonne cylindrique de même poids et de même longueur, et que les piliers creux de forme cylindrique peuvent toujours porter davantage que des piliers de même poids de section polygonale ou cruciforme ayant les mêmes proportions.

3. D'après une formule *demi-empirique* (de Rankine) la tension admissible k_2 dans une pièce à extrémités libres comprimée dans le sens de sa longueur (fig. 113) *), est donnée par l'expression :

$$k_2 = \frac{P_1}{S}\left(1 + \alpha \frac{l^2 S}{J}\right);$$

de là, on obtient la *charge admissible*

$$P_1 = \frac{S k_2}{n}, \quad \text{où} \quad n = 1 + \alpha \frac{l^2 S}{J}.$$

La table suivante contient les valeurs du coefficient n pour différents rapports $\frac{l}{k}$, c'est-à-dire pour différents quotients de la longueur l de la barre divisée par la plus petite dimension h de la section transversale.

On pose pour : fer, fonte, bois

$k_2 = 750$ $k_2 = 1500$ $k_2 = 70\ kg$ par cm^2.

Dans le calcul de la table on a pris

pour : fer ; fonte ; bois.

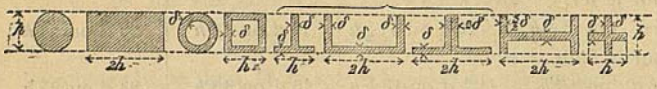
$\alpha = 0{,}0001$ $\alpha = 0{,}0008$ $\alpha = 0{,}0008$

et pour les fig. 119 et 120 : $h = 30\delta$ $h = 10\delta$.

*) Rankine. *Manual of civil Engineering*, I. — XII• édition, page 237.

Tableau des coefficients n.

Fig. 116. Fig. 117. Fig. 118. Fig. 119 Fig. 120. Fig. 121. Fig. 122.



$\frac{l}{h}$	Fer						Fonte (et bois fig. 116 et 117)					
	Figures						Figures					
	116	117	118	119	120	121	116	117	118	119	120	122
5	1,04	1,03	1,02	1,02	1,06	1,05	1,32	1,24	1,19	1,15	1,24	1,44
10	1,16	1,12	1,09	1,06	1,25	1,18	2,28	1,96	1,78	1,58	1,95	2,77
12	1,23	1,17	1,12	1,09	1,36	1,26	2,84	2,38	2,12	1,84	2,37	3,55
14	1,31	1,24	1,17	1,13	1,49	1,36	3,51	2,88	2,53	2,15	2,86	4,48
16	1,41	1,31	1,22	1,16	1,65	1,46	4,28	3,46	2,99	2,50	3,43	5,54
18	1,52	1,39	1,28	1,21	1,82	1,59	5,15	4,11	3,53	2,90	4,07	6,75
20	1,64	1,48	1,34	1,26	2,01	1,73	6,12	4,84	4,12	3,34	4,79	8,10
22	1,77	1,58	1,41	1,31	2,22	1,89	7,19	5,65	4,78	3,83	5,59	9,59
24	1,92	1,69	1,49	1,37	2,46	2,06	8,34	6,53	5,49	4,37	6,43	11,2
26	2,08	1,81	1,58	1,43	2,71	2,24	9,65	7,49	6,27	4,96	7,41	13,0
28	2,25	1,94	1,67	1,50	2,98	2,43	11,0	8,52	7,12	5,59	8,44	14,9
30	2,44	2,08	1,77	1,58	3,28	2,65	12,5	9,64	8,02	6.26	9,54	17,0
32	2,64	2,23	1,88	1,66	3,59	2,88	14,1	10,8	9,00	7,00	10,7	19,2
34	2,85	2,39	1,99	1,74	3,92	3,12	15,8	12,1	10,0	7,77	12,0	21,5
36	3,07	2,56	2,11	1,83	4,28	3,38	17,6	13,4	11,1	8,58	13,3	24,0
38	3,31	2,73	2,23	1,93	4,65	3,65	19,5	14,9	12,3	9,45	14,7	26,6
40	3,56	2,92	2,37	2,03	5,05	3,93	21,5	15,4	13,5	10,4	16,2	29,4
42	3,82	3,12	2,51	2,13	5,46	4,24	23,6	17.9	14,8	11,3	17.7	32,3
44	4,10	3,32	2,65	2,24	5,90	4,55	25,8	19,6	16,1	12.3	19,4	35,4
46	4,38	3,53	2,81	2,36	6,35	4,88	28,1	21,3	17,5	13,4	21,1	38,6
48	4,69	3,76	2,97	2,48	6,83	5,23	30,5	23,1	19,0	14,5	22,9	41,9
50	5,00	4,00	3,14	2,60	7,32	5,59	33,0	25,0	20,5	15,6	24,7	45,4
55	5,84	4,63	3,59	2,94	8,65	6,55	39,7	30,0	24,6	18,7	29,7	54,7
60	6,76	5,32	4,08	3,31	10,1	7,70	47,1	35,6	29,1	22,1	35,2	64,9
65	7,76	6,07	4,61	3,71	11,7	8,75	55,1	41,6	34,0	25,7	41,1	76,0
70	8,84	6,88	5,19	4,14	13,4	9,99	60,4	48,0	39,3	29,7	47,5	88,0
75	10,0	7,75	5,81	4,61	15,2	11,3	73,0	55,0	44,9	33,9	54,4	101
80	11,2	8,68	6,47	5,10	17,2	12,7	82,9	62,4	50,9	38,5	61,7	115
90	14,0	10,7	7,93	6,19	21,5	15,8	105	78,8	64,2	48,4	77,9	145
100	17,0	13,0	9,55	7,41	26,3	19,3	129	97,0	79,0	59,5	95,9	178

IV. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX AU CISAILLEMENT

Si un corps est soumis à un effort transversal ou de *cisaillement*, on a :

$$V = \tfrac{4}{5} S.\, k.\, c.$$
$$V = S.\, t.\, c.$$

dans ces formules,

V représente la force agissant dans le plan de la section transversale du corps et passant par le centre de gravité de cette section,

S la section du corps,

k la plus petite des tensions admissibles pour traction et pour compression,

t la tension admissible pour cisaillement,

c un coefficient dépendant de la forme de la section, par exemple $c = \frac{2}{3}$ pour la forme rectangulaire et $c = \frac{3}{4}$ pour le cercle.

De plus, pour une section quelconque d'une pièce reposant sur appuis, soient :

τ la *tension tangentielle* de la matière à la distance

y de l'axe neutre ou ligne des fibres invariables,

y' et y'' les distances de l'axe neutre aux deux fibres les plus éloignées de cet axe (fig. 123),

J le moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre (explications page 163, voir tabl. partie IV, chap. V, 4),

z la largeur de la section à la distance y de la ligne de fibres invariables,

M le moment de flexion pour la section considérée.

La force transversale V dans la section est égale à la résultante de toutes les forces agissant depuis l'un des appuis ou supports (la réaction comprise) jusqu'à la section considérée *). De plus, on a :

$$V = \frac{dM}{dx}$$

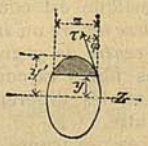
si la direction de l'axe des x se confond avec celle de la poutre.

La *tension tangentielle* τ ne se présente pas seulement dans le plan de la section (dans la direction de V) mais encore dans une direction perpendiculaire à la section considérée ; pour le même point ces tensions sont égales et représentées par

$$\tau = \frac{V}{Jz} \int_{y}^{y'} yz\, dy\,,$$

de là, $\tau = 0$ pour $y = y'$.

Fig. 123.



*) Grashof, *Résistance des matériaux*, page 147.

Fig. 124.



Pour une section *rectangulaire* bh, on a :

$$\tau = \tfrac{3}{2}\frac{V}{bh}\left[1-\left(\frac{y}{y'}\right)^2\right]; \quad y' = \frac{h}{2}$$

$$\text{max.:} \quad \tau = \tfrac{3}{2}\frac{V}{bh} \text{ pour } y = 0 .$$

Fig. 125.



Pour un *cercle* de rayon r, on a :

$$\tau = \tfrac{4}{3}\frac{V}{\pi r^2}\left(1-\frac{y^2}{r^2}\right)$$

$$\text{max.:} \quad \tau = \tfrac{4}{3}\frac{V}{\pi r^2} \text{ pour } y = 0 .$$

Fig. 126.



Pour un *carré posé sur un sommet*, on a :

$$\tau = \frac{\sqrt{2}\,V}{a^2}\left[1+\frac{y}{y'}-2\left(\frac{y}{y'}\right)^2\right]; \quad y' = \frac{a}{\sqrt{2}}$$

$$\text{max.:} \quad \tau = \frac{9}{4\sqrt{2}}\frac{V}{a^2} \text{ pour } y = \tfrac{1}{4}\,y' .$$

Fig. 127.



Pour une *section en forme de double* $\top$, on a :

$$\text{max.:} \quad \tau = \tfrac{3}{4}\frac{V}{a}\,\frac{be^2-(b-a)f^2}{be^3-(b-a)f^3} \text{ pour } y = 0 .$$

La résistance au perçage des tôles est en moyenne de 43 *kg* par mm^2.

V. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX A LA FLEXION

1. *Définitions et lois générales.* — Dans ce qui suit nous considérons des pièces *prismatiques* ayant un *plan de symétrie* dans lequel se trouvent toutes les forces normales à la ligne passant par les centres de gravité de toutes les sections transversales de la pièce prismatique. Lorsqu'un corps est soumis à un effort de flexion, il existe une tranche ou couche qui seule conserve sa longueur primitive ; elle porte le nom de *couche, tranche ou surface neutre* ou de *couche, tranche ou surface élastique*. Dans la surface neutre se trouve la *ligne élastique* ou la fibre passant par tous les centres de gravité des sections. Toute section transversale perpendiculaire à la ligne élastique est coupée par la surface élastique suivant son axe neutre. L'*axe neutre* ou *ligne des fibres invariables* est une *droite* qui contient le *centre de gravité* de la section et qui sépare les fibres allongées des fibres raccourcies. Les allongements et les raccourcissements dans les différentes fibres sont proportionnels à leur distance à l'axe neutre.

Les remarques suivantes supposent une faible flexion.

Supposons que dans une section transversale de la pièce

σ désigne l'effort (soit de traction soit de compression) exercé sur la fibre à la distance

y de l'axe neutre,

P une des forces quelconques chargeant la pièce (la réaction des supports, le poids propre, etc.) à la distance

l longueur de la section considérée

y', y'' représentent les distances de l'axe neutre aux fibres les plus éloignées de cet axe dans lesquelles existent respectivement la traction et la compression maxima

k_1 et k_2,

J le moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre (p. 163 et 290).

$M = \Sigma\, Pl$ représente le moment fléchissant pour la section considérée. On a :

$$M = \sigma \frac{J}{y}.$$

Pour que la pièce puisse résister à la charge avec sécurité, on doit avoir :

$$M \lesseqgtr \frac{Jk_1}{y'} = Wk_1 \quad \text{et} \quad M \lesseqgtr \frac{Jk_2}{y''} = Wk_2.$$

La valeur $Wk = \dfrac{Jk}{y}$, où y représente la distance de l'axe neutre à la fibre qui a l'effort maximum à supporter, porte le nom de *moment de résistance de la pièce* ; nous donnerons au rapport $\dfrac{J}{y}$ le nom de *module de résistance* (v. table des moments d'inertie, p. 290).

On emploie celle des formules ci-dessus livrant pour la pièce les dimensions les plus fortes. Pour le fer, on pose ordinairement $k_1 = k_2 = k$.

Il suffit dans les pièces prismatiques de calculer la section (dangereuse ou de rupture) pour laquelle M est maximum.

Le *rayon de courbure* ρ se détermine au moyen de $M = \dfrac{EJ}{\rho}$ et comme

$\rho = \dfrac{\left[1 + \left(\dfrac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}{\pm \dfrac{d^2y}{dx^2}}$, on a approximativement en prenant la direction de la longueur de la pièce comme axe des x :

$$M = \pm \frac{d^2y}{dx^2} EJ.$$

De cette formule on obtient *l'équation de la ligne élastique* par une double intégration.

2. *Formules pour cas spéciaux.*

Dans ce qui suit,

J, W et k ont la même signification que dans 1. De plus, soient :

l la portée ou distance entre deux appuis consécutifs,

R_g et R_d les réactions respectives des supports de gauche et de droite,

f ou f_{max} la plus grande flèche (ordinairement $f = 0{,}001\ l$ dans les pièces soumises à des efforts statiques ; dans les ponts, on peut prendre $f = \frac{1}{1800} l$),

x' et x'' les distances respectives du point où se trouve la plus grande flèche à R_g et à R_d,

ξ et η les distances respectives de la section de rupture à R_g et R_d,

Q une charge répartie uniformément sur la pièce (cette charge peut être le poids propre),

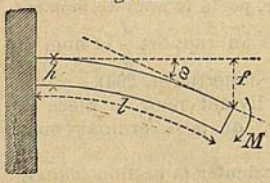
P une charge isolée.

La signification des autres lettres est à prendre dans les figures.

a. Pièces maintenues à une extrémité seulement.

1° *La pièce est encastrée à l'une de ses extrémités, et à l'autre extrémité libre agit un couple de moment M.*

Fig. 128.



La ligne élastique est un arc de cercle, et toutes les sections ont à résister au même moment fléchissant M; on a :

$$M = Wk.$$

L'angle que forment les tangentes à la ligne élastique aux extrémités de la pièce est :

$$\omega = \frac{M}{EJ} l = 2 \frac{k}{E} \frac{l}{h},$$

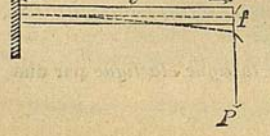
où k représente la tension admissible maxima dans la pièce et h l'épaisseur de celle-ci (fig. 128).

La *flèche* maxima est :

$$f = \tfrac{1}{2} \frac{M}{EJ} l^2 = \frac{k}{E} \frac{l^2}{h}.$$

2°. *La pièce est encastrée à l'une de ses extrémités, et à l'autre extrémité libre elle est chargée d'un poids P.*

Fig. 129.



Dans ce cas, on a :

$$R = P + Q$$

$$Wk = \left(P + \frac{Q}{2}\right) l,$$

$$f = \frac{\frac{1}{3} P + \frac{1}{8} Q}{EJ} l^3, \quad \xi = 0.$$

Si l'on ne tient pas compte du poids Q on a : $Wk = Pl$ (1).

Si outre le poids Q réparti uniformément sur toute sa longueur, la pièce supporte encore des poids isolés P_1, P_2, P_3... se trouvant à des distances a_1, a_2, a_3... du point d'encastrement, on a :

$$Wk = \Sigma Pa + \frac{Ql}{2}.$$

La formule (1) supposant $Q = 0$, donne le tableau suivant (l représente la longueur de la pièce en m, les autres dimensions doivent être prises en cm) :

Forme de la section	Fer $k = 700$ $kg.$ par cm^2.	Fonte $k = 250$ $kg.$ par cm^2.	Bois $k = 70$ $kg.$ par cm^2.
Cercle 	$P = 0{,}7 \frac{d^3}{l}$ $kg.$ $d = 1{,}13 \sqrt[3]{Pl}$ $cm.$	$P = 0{,}25 \frac{d^3}{l}$ $kg.$ $d = 1{,}6 \sqrt[3]{Pl}$ $cm.$	$P = 0{,}07 \frac{d^3}{l}$ $kg.$ $d = 2{,}42 \sqrt[3]{Pl}$ cm
Carré 	$P = 1{,}14 \frac{h^3}{l}$ $kg.$ $h = 0{,}95 \sqrt[3]{Pl}$ $cm.$	$P = 0{,}42 \frac{h^3}{l}$ $kg.$ $h = 1{,}34 \sqrt[3]{Pl}$ $cm.$	$P = 0{,}12 \frac{h^3}{l}$ $k.$ $h = 2{,}05 \sqrt[3]{Pl}$ $cm.$
Rectangle 	$P = 1{,}14 \frac{bh^2}{l}$ $kg.$ $h = 0{,}92 \sqrt{\frac{Pl}{b}}$ $cm.$	$P = 0{,}42 \frac{bh^2}{l}$ $kg.$ $h = 1{,}55 \sqrt{\frac{Pl}{b}}$ cm	$P = 0{,}12 \frac{bh^2}{l}$ $kg.$ $h = 2{,}93 \sqrt{\frac{Pl}{b}}$ $cm.$

b. Pièces soutenues aux deux extrémités.

1° *La pièce repose librement sur deux appuis placés à ses extrémités.* Dans ce cas si $a < b$, on a :

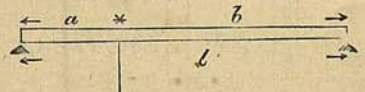
$$R_g = P\frac{b}{l} + \frac{Q}{2};$$

$$R_d = P\frac{a}{l} + \frac{Q}{2};$$

$$Wk = \left(P\frac{a}{l} + \frac{Q}{2}\right)^2 \frac{l}{2Q},$$

si $\frac{P}{Q} < \frac{b-a}{2a}$; ou

Fig. 130.



$$Wk = \left(P + \frac{Q}{2}\right)\frac{ab}{l}, \text{ si } \frac{P}{Q} > \frac{b-a}{2a}.$$

Dans le premier cas, on a :

$$\eta = \frac{P}{Q}a + \frac{1}{2} \text{ ; dans le second, } \eta = b.$$

Si l'on ne tient pas compte de Q, on a :

$$Wk = P\frac{ab}{l}, \text{ et pour } a = b :$$

$$4Wk = Pl. \qquad \text{Si } P = 0 \text{ et } Q > 0, \text{ on a :}$$
$$8Wk = Ql.$$

La flèche au point d'application de P est :

$$f = \left(P - \frac{l^2 + ab}{8ab}Q\right)\frac{a^2b^2}{3EJl}.$$

De plus, si $a = b$, on a :

$$f = \frac{P + \frac{5}{8}Q}{EJ}\frac{l^3}{48}.$$

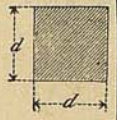
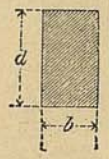
Le tableau suivant qui suppose $Q = 0$ a été obtenu à l'aide des formules précédentes, en faisant varier le rapport $\frac{a}{l}$, (l = longueur de la pièce en m, toutes les autres longueurs sont en cm et P en kg).

*) La flèche maxima se trouve à une distance $x'' = b\sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2}{3}\frac{a}{b}}$ du point d'appui correspondant au plus grand segment (b) ; si nous posons $(l + a) = L$ et $Q = 0$, la valeur exacte de cette flèche, déterminée par le moyen de l'équation de la ligne élastique, est :

$$f_{max} = \frac{P}{EJ}\frac{abLx''}{9l}.$$

Forme des sections.	$\frac{a}{l}$	Fer $k = 700\ kg$ par cm^2. $P =$	Fer $d =$	Fonte $k = 250\ kg$ par cm^2. $P =$	Fonte $d =$	Bois $k = 70\ kg$ par cm^2. $P =$	Bois $d =$
Cercle 	0,1 et 0,9	$7{,}64\frac{d^3}{l}$	$0{,}51\sqrt[3]{Pl}$	$2{,}73\frac{d^3}{l}$	$0{,}71\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}76\frac{d^3}{l}$	$1{,}09\sqrt[3]{Pl}$
	0,2 et 0,8	$4{,}29\frac{d^3}{l}$	$0{,}61\sqrt[3]{Pl}$	$1{,}53\frac{d^3}{l}$	$0{,}87\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}43\frac{d^3}{l}$	$1{,}32\sqrt[3]{Pl}$
	0,3 et 0,7	$3{,}27\frac{d^3}{l}$	$0{,}67\sqrt[3]{Pl}$	$1{,}17\frac{d^3}{l}$	$0{,}95\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}33\frac{d^3}{l}$	$1{,}45\sqrt[3]{Pl}$
	0,4 et 0,6	$2{,}86\frac{d^3}{l}$	$0{,}70\sqrt[3]{Pl}$	$1{,}02\frac{d^3}{l}$	$0{,}99\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}29\frac{d^3}{l}$	$1{,}52\sqrt[3]{Pl}$
	0,5	$2{,}75\frac{d^3}{l}$	$0{,}71\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}98\frac{d^3}{l}$	$1{,}01\sqrt[3]{Pl}$	$0{,}27\frac{d^3}{l}$	$1{,}54\sqrt[3]{Pl}$

*) Le Traducteur.

Forme des sections.	$\frac{a}{l}$	Fer $k = 700$ kg. par cm². $P =$	Fer $d =$	Fonte $k = 250$ kg. par cm². $P =$	Fonte $d =$	Bois $k = 70$ kg. par cm². $P =$	Bois $d =$
Carré 	0,1 et 0,9	$12,96\frac{d^3}{l}$	$0,43\sqrt[3]{Pl}$	$4,63\frac{d^3}{l}$	$0,60\sqrt[3]{Pl}$	$1,30\frac{d^3}{l}$	$0,92\sqrt[3]{Pl}$
	0,2 et 0,8	$7,29\frac{d^3}{l}$	$0,52\sqrt[3]{Pl}$	$2,60\frac{d^3}{l}$	$0,73\sqrt[3]{Pl}$	$0,73\frac{d^3}{l}$	$1,11\sqrt[3]{Pl}$
	0,3 et 0,7	$5,56\frac{d^3}{l}$	$0,56\sqrt[3]{Pl}$	$1,98\frac{d^3}{l}$	$0,80\sqrt[3]{Pl}$	$0,56\frac{d^3}{l}$	$1,22\sqrt[3]{Pl}$
	0,4 et 0,6	$4,86\frac{d^3}{l}$	$0,59\sqrt[3]{Pl}$	$1,74\frac{d^3}{l}$	$0,83\sqrt[3]{Pl}$	$0,49\frac{d^3}{l}$	$1,27\sqrt[3]{Pl}$
	0,5	$4,67\frac{d^3}{l}$	$0,60\sqrt[3]{Pl}$	$1,67\frac{d^3}{l}$	$0,84\sqrt[3]{Pl}$	$0,47\frac{d^3}{l}$	$0,29\sqrt[3]{Pl}$
Rectangle 	0,1 et 0,9	$12,96\frac{bd^2}{l}$	$0,28\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$4,63\frac{bd^2}{l}$	$0,46\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$1,30\frac{bd^2}{l}$	$0,88\sqrt{\frac{Pl}{b}}$
	0,2 et 0,8	$7,29\frac{bd^2}{l}$	$0,37\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$2,60\frac{bd^2}{l}$	$0,62\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$0,73\frac{bd^2}{l}$	$1,17\sqrt{\frac{Pl}{b}}$
	0,3 et 0,7	$5,56\frac{bd^2}{l}$	$0,42\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$1,98\frac{bd^2}{l}$	$0,71\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$0,56\frac{bd^2}{l}$	$1,34\sqrt{\frac{Pl}{b}}$
	0,4 et 0,6	$4,86\frac{bd^2}{l}$	$0,45\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$1,74\frac{bd^2}{l}$	$0,76\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$0,49\frac{bd^2}{l}$	$1,43\sqrt{\frac{Pl}{b}}$
	0,5	$4,67\frac{bd^2}{l}$	$0,46\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$1,67\frac{bd^2}{l}$	$0,77\sqrt{\frac{Pl}{b}}$	$0,47\frac{bd^2}{l}$	$1,46\sqrt{\frac{Pl}{b}}$

2°. *La pièce repose librement sur deux appuis situés à ses extrémités et porte, outre une charge répartie uniformément sur toute sa longueur, différents poids* P_1, $P_2 \ldots P_{m-1}$, P_m, $P_{m+1} \ldots P_n$ *aux points respectifs* T_1, $T_2 \ldots T_{m-1}$, T_m, $T_{m+1} \ldots T_n$.

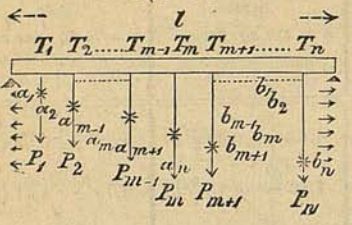
Dans ce cas, on a :

$$R_g = \Sigma\left(\frac{Pb}{l}\right) + \frac{Q}{2}; \qquad R_d = \Sigma\left(\frac{Pa}{l}\right) + \frac{Q}{2}.$$

Supposons que la recherche de la répartition des différents poids ait donné :

$$\sum_1^{m-1} P + \frac{Q}{l} a_{m-1} < R_g,$$

Fig. 131.



par contre :

$$\sum_1^m P + \frac{Q}{l} a_m > R_g,$$

alors la section de rupture est située ou bien entre T_{m-1} et T_m ou bien elle passe par l'un de ces deux points; sa position est déterminée exactement par la formule :

$$\xi = \frac{R_g - \sum_1^{m-1} P}{Q} l.$$

Si en effectuant les calculs, on obtient $\xi > a_{m-1}$ et $< a_m$, la section de rupture est située entre T_{m-1} et T_m; par contre pour $\xi < a_{m-1}$ la section de rupture passe par le point T_{m-1} et si $\xi \geq a_m$ elle passe par T_m.

Pour le calcul on se sert des formules :

$$Wk = \sum_1^{m-1} Pa + \frac{Q}{2l} \xi^2, \text{ pour } \xi > a_{m-1} \text{ et } < a_m,$$

$$Wk = \sum_1^{m-1} Pa + \frac{Q}{l} a_{m-1} \left(\xi - \frac{a_{m-1}}{2} \right), \text{ pour } \xi \leqq a_{m-1},$$

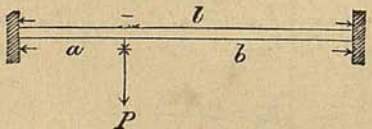
$$Wk = \sum_1^{m-1} Pa + \frac{Q}{l} a_m \left(\xi - \frac{a_m}{2} \right), \text{ pour } \xi \geqq a_m.$$

Si $Q = 0$, la section de rupture passe par le point d'application de l'une des forces isolées P.

3° *La pièce prismatique est encastrée à ses deux extrémités.*

Si $a < b$, on a :

Fig. 132.



$$R_g = P \frac{(3a+b)b^2}{l^3} + \frac{Q}{2}$$

$$R_d = P \frac{(a+3b)a^2}{l^3} + \frac{Q}{2}$$

$$Wk = P \frac{ab^2}{l^2} + \frac{Ql}{12} \text{ et } \xi = 0.$$

La flèche au point d'application de la force P est :

$$f = \frac{1}{EJ} \left(P \frac{a^3 b^3}{3l^3} + Q \frac{a^2 b^2}{24l} \right)^2$$

Si $Q = 0$, la plus grande flèche de la pièce est :

$$f_{max} = \frac{P}{EJ} \frac{2a^2 b^2}{3(a+3b)^2}; \qquad x'' = \frac{2b}{a+3b} l;$$

tandis que la flèche au point d'application P est égale à :

$$f = \frac{P}{EJ}\frac{a^3b^3}{3l^3}.$$

Pour les rapports $\frac{b}{a} = 1 ; \quad 2 ; \quad 3 ; \quad 4 ; \quad 5 ; \quad \ldots$

on a : $\frac{f_{max}}{f} = 1 ; \quad 1{,}10 ; \quad 1{,}28 ; \quad 1{,}38 ; \quad 1{,}69 ; \quad \ldots$

Si $a = b$, on a :

$$R_g = R_d = \frac{P+Q}{2},$$

$$Wk = \left(P + \tfrac{2}{3}Q\right)\frac{l}{8}$$

$$f_{max} = \frac{P + \frac{1}{2}Q}{EJ}\frac{l^3}{4.48}; \quad x'' = x' = \tfrac{1}{2}l;$$

Si dans l'hypothèse $a = b$, $Q = 0$, on a :

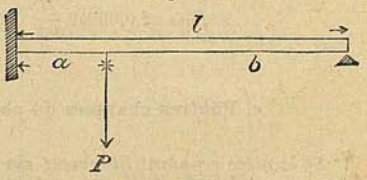
$$Wk = \frac{Pl}{8}; \quad f_{max} = \frac{P}{EJ}\cdot\frac{l^3}{4.48};$$

si par contre $P = 0$, on a :

$$Wk = \frac{Ql}{12}; \quad f_{max} = \frac{Q}{EJ}\cdot\frac{l^3}{8.48}.$$

4° *Pièce encastrée à l'une de ses extrémités et reposant librement à l'autre.*

Fig. 133.



Dans ce cas, on a :

$$R_g = P\frac{(3a^2+6ab+2b^2)b}{2l^3} + \tfrac{5}{8}Q,$$

$$R_d = P\frac{a^2(2a+3b)}{2l^3} + \tfrac{3}{8}Q.$$

Pour le calcul de la pièce, on se sert des formules :

$$Wk = \frac{R_g^2}{2Q}l - \frac{Pab(a+2b)}{2l^2} - \tfrac{1}{8}Ql, \text{ pour } \xi < a,$$

$$Wk = \frac{R^2_d}{2Q}l, \text{ pour } \eta < b,$$

en supposant toutefois que les formules suivantes ne donnent pas des dimensions plus fortes.

$$Wk = P\frac{a^2b(2a+3b)}{2l^3} + Q\frac{(3a-b)b}{8l},$$

$$Wk = P\frac{ab(a+2b)}{2l^2} + \tfrac{1}{8}Ql.$$

La flèche f au point d'application de la force (ou charge concentrée) P se détermine à l'aide de la relation :

$$EJf = P\frac{a^3b^2(3a+4b)}{12l^3} + Q\frac{a^2b(a+3b)}{48l}.$$

De plus, on a :

$$\xi = \frac{P}{Q}\cdot\frac{(3a^2+6ab+2b^2)b}{2l^2} + \tfrac{5}{8}l < a,$$

lorsque

$$\frac{P}{Q} < \frac{l^2(3a-5b)}{4b(3a^2+6ab+2b^2)} \text{ et}$$

$$\eta = \frac{P}{Q}\cdot\frac{a^2(2a+3b)}{2l^2} + \tfrac{3}{8}l < b, \text{ lorsque}$$

$$\frac{P}{Q} < \frac{l^2(5b-3a)}{4a^2(2a+3b)}.$$

Si $a = b$, on a : $Wk = \left(\frac{3}{2}P + Q\right)\frac{l}{8}$; et de plus si $Q = 0$, on a :

$$f_{max} = 0{,}00932\frac{Pl^2}{EJ} \quad \text{et} \quad x'' = 0{,}447\,l;$$

dans les mêmes hypothèses la flèche au point d'application de P, est :

$$f = 0{,}00912\frac{Pl^3}{EJ}.$$

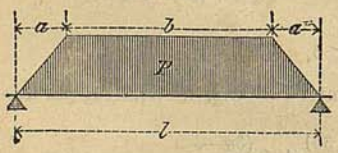
Si $a = b$ et $P = 0$, on a :

$$f_{max} = 0{,}00542\frac{Ql^2}{EJ} \quad \text{et} \quad x'' = 0{,}422l.$$

c. Poutres chargées de poids non concentrés.

1° *Si la pièce reposant librement sur deux appuis placés à ses extrémités supporte une charge P répartie comme l'indique la fig.* 134 *), on a :

Fig. 134.



$$R_g = R_d = \frac{P}{2};$$

$$Wk = \frac{8a^2+3b(4a+b)}{24(a+b)}P;$$

si $b = 0$, on a :

$$Wk = \frac{Pl}{6}.$$

*) H. Müller, *Element. Handbuch d. Festigkeitslehre* page 62.

2°. *Pour les charges excentrées représentées par les figures* 135 *à* 138, on a :

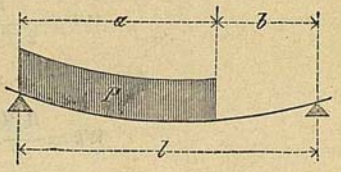
1° Fig. 135 :

$$R_g = \frac{P(2b+a)}{2l},$$

$$R_d = \frac{Pa}{2l},$$

$$Wk = \frac{R_g{}^2 a}{2P}.$$

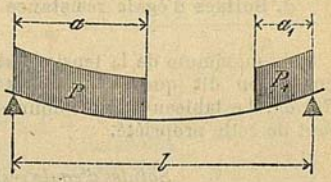
Fig. 135.



$$R_g = \frac{P(2l-a)+P_1 a_1}{2l},$$

$$R_d = \frac{P_1(2l-a_1)+Pa}{2l}.$$

Fig. 136.



2° Fig. 136 :

Pour le calcul de la section, on a :

pour $R_g < P$:

$$Wk = \frac{R_g{}^2 a}{2P}$$

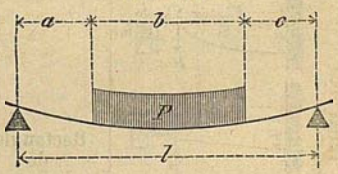
pour $R_d < P_1$:

$$Wk = \frac{R_d{}^2 a_1}{2P_1};$$

pour $R_g = R_d = P$ (ou ce qui revient au même pour $P = P_1$ et $a = a_1$),

$$Wk = \frac{Pa}{2}.$$

Fig. 137.



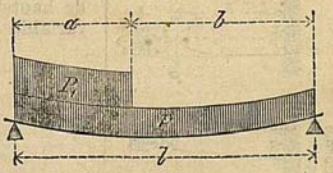
3°. Pour le cas de la fig. 137 :

$$R_g = \frac{P(2c+b)}{2l},$$

$$R_d = \frac{P(2a+b)}{2l},$$

$$Wk = R_g\left(a + \frac{bR_g}{2P}\right).$$

Fig. 138.



4°. Cas représenté par la fig. 138.

$$R_g = \frac{P}{2} + P_1 - \frac{P_1 a}{2l};$$

$$R_d = \frac{P}{2} + \frac{P_1 a}{2l}.$$

Pour le calcul de la section, on a :

$$\text{pour } R_g \gtrless P_1 + \frac{Pa}{l} :$$

$$Wk = \frac{R_g^2 al}{2(P_1 l + Pa)},$$

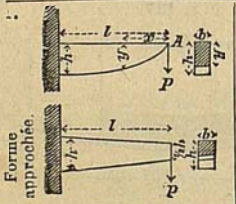
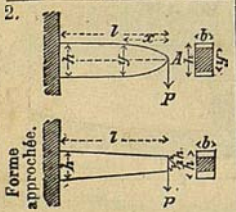
$$\text{pour } R_d \lessgtr \frac{Pb}{l} :$$

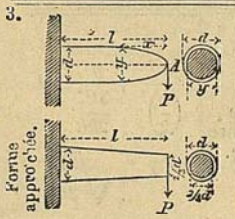
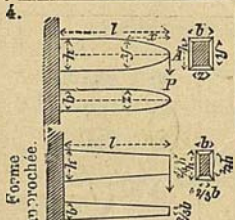
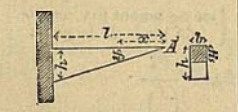
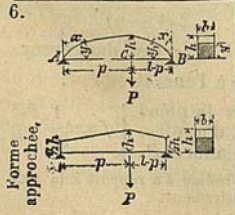
$$Wk = \frac{R_d^2 l}{2P}.$$

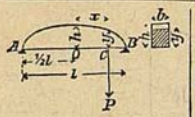
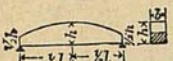
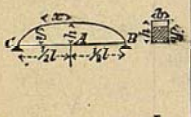
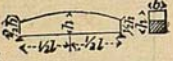
d. Solides d'égale résistance contre la rupture en flexion.

Si le maximum de la tension est le même dans chaque section d'un corps, on dit que le corps est un *solide d'égale résistance à la flexion*. Le tableau suivant donne quelques formes de solides jouissant de cette propriété.

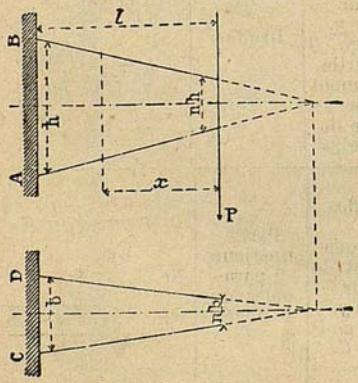
Solides d'égale résistance à la flexion.

Vue de face et coupe transversale de la pièce.	Forme de toutes les sections normales à la ligne élastique.	Courbe limitant la vue de face.	Formules pour calculer les dimensions des sections.
1.  Forme approchée.	Rectangles de largeur constante b et de hauteur variable y.	La partie supérieure est une droite ; l'inférieure une parabole du 2e degré.	$y^2 = \frac{6P}{bk} x.$
2.  Forme approchée.		Paraboles du 2e degré.	$h = \sqrt{\frac{6Pl}{bk}}.$

Vue de face et coupe transversale de la pièce.	Forme de toutes les sections normales à la ligne élastique.	Courbes limitant la vue de face.	Formules pour calculer les dimensions des sections.
3. 	Cercles de diamètre y.	Paraboles cubiques.	$y^3 = \frac{32\,P}{\pi\,k}\,x$. $d = \sqrt[3]{\frac{32\,Pl}{\pi\,k}}$.
4. 	Rectangles semblables de hauteur y et de largeur z ; rapport entre les côtés : $\frac{z}{y} = \alpha$.	Paraboles cubiques.	$y^3 = \frac{6P}{\alpha k}\,x$, $z^3 = \frac{6\alpha^2 P}{k}\,x$, $h = \sqrt[3]{\frac{6Pl}{\alpha k}}$, $b = \sqrt[3]{\frac{6\alpha^2 Pl}{k}}$.
5  La forme exacte de la pièce est facile à obtenir.	Rectangles de largeur constante b et de hauteur variable y. (La charge Q est répartie uniformément sur la longueur de la pièce).	Droites.	$\frac{kb}{6}\,y^2 = \frac{Q}{2l}\,x^2$, $h = \sqrt{\frac{3Ql}{kb}}$.
6. 	Rectangles de largeur constante b et de hauteur variable y. 1. La charge P agit en C.	Partie supérieure 2 paraboles du 2e degré.	$y^2 = \frac{6P(l-p)}{bkl}\,x$, $y_1^2 = \frac{6Pp}{bkl}\,x_1$, $h = \sqrt{\frac{6P(l-p)p}{bkl}}$

Vue de face et coupe transversale de la pièce.	Forme de toutes les sections normales à la ligne élastique.	Courbes limitant la vue de face.	Formules pour calculer les dimensions des sections.
7.  Forme approchée. 	Rectangles de largeur constante b et de hauteur variable y. 2. Le point d'application C est variable.	Partie supérieure ellipse.	$\frac{x^2}{\left(\frac{l}{2}\right)^2}+\frac{y^2}{\frac{3Pl}{2kb}}=1$. $h=\sqrt{\frac{3Pl}{2bk}}$.
8.  Forme approchée. 	Rectangles de largeur constante b et de hauteur variable y. 3. La charge Q est répartie uniformément sur la longueur de la pièce.	id.	$\frac{x^2}{\left(\frac{l}{2}\right)}+\frac{y^2}{\frac{3Ql}{4kb}}=1$. $h=\sqrt{\frac{3Ql}{4bk}}$.

*) *c.* **Pièces tronconiques remplissant les conditions de la figure ci-dessous** { en ne tenant pas compte du poids de la pièce.



$$k_l=\frac{Pl}{\left(\frac{J}{e}\right)_l}$$

$$k_{max}=k_l\frac{4}{27n^2(1-n)},$$

pour $x=\frac{nl}{2(1-n)}$.

Si $x\gtrless l$ la section dangereuse se trouve à l'encastrement.

Flèche de la pièce au point d'application de la force P. $\left\{ f=\frac{1}{3n}\frac{Pl^3}{J_l E} \right.$

Nota : L'indice l a rapport à la section d'encastrement.

*) Le Traducteur.

Sections pour lesquelles les formules ci-contre sont applicables :

Les formules ci-contre sont applicables toutes les fois que le moment d'inertie des sections se présente sous la forme $\frac{z^4}{a}$ ou $\frac{uv^3}{a}$, où a représente une constante.

Les sections les plus usuelles remplissant cette condition sont celles du tableau p. 290 à 294, portant les nos 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14.

Pour les moments et modules de résistance, voir le même tableau.

f. Poutres continues.

La pièce, à extrémités encastrées ou reposant sur appuis simples, repose encore sur un certain nombre d'appuis disposés sur sa longueur.

I. DÉTERMINATION DES MOMENTS FLÉCHISSANTS SUR LES APPUIS

Soient (fig. 139) :

M_0 le moment fléchissant sur l'appui 0,

M_1 — — — 1,

M_2 — — — 2,

y les hauteurs des points d'appui au-dessus d'une horizontale quelconque, on a :

$$1)\quad 6EJ\left(\frac{y_1-y_0}{l_0}+\frac{y_1-y_2}{l_1}\right)=M_0l_0+2M_1\,(l_0+l_1)+M_2l_1$$
$$+\frac{\Sigma Pa_0\,(l_0^2-a_0^2)}{l_0}+\frac{\Sigma Pa_1\,(l_1^2-a_1^2)}{l_1}+\tfrac{1}{4}(p_0l_0^3+p_1l_1^3).$$

Si la pièce n'est soumise qu'à l'action de charges uniformément réparties entre les différents appuis (fig. 139), on a :

$$2)\quad 6EJ\left(\frac{y-y_0}{l_0}+\frac{y_1-y_2}{l_1}\right)=M_0l_0+2M_1\,(l_0+l_1)+M_2l_1$$
$$+\tfrac{1}{4}(p_0l_0^3+p_1l_1^3),$$

où p_0 et p_1 sont les charges respectives par unité courante entre les supports 0 et 1 et 1 et 2.

Cette dernière relation est connue sous le nom d'*équation* ou de *formule de Clapeyron.*

Supposons n travées, c'est-à-dire $(n+1)$ points d'appui ; alors on peut établir $(n-1)$ équations de la même forme que la relation (1). A l'aide de ces équations et des deux relations caractérisant la manière dont la pièce est maintenue à ses extrémités, on peut déterminer les $(n+1)$ moments fléchissants au droit des $(n+1)$ appuis.

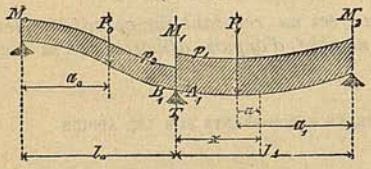
II. DÉTERMINATION DES RÉACTIONS

Soient :

B_1, B_2.... B_n les réactions partielles immédiatement à gauche des appuis, provenant donc de toutes les travées situées à gauche du point d'appui considéré,

A_1, A_2.... A_n les réactions partielles immédiatement à droite des appuis, provenant par conséquent de toutes les travées à droite du point d'appui considéré,

Fig. 139.



T_0, T_1.... T_n les réactions totales, de sorte que :

$$T_0 = A_0 ;$$
$$T_1 = A_1 + B_1 ;$$
$$\ldots . T_n = B_n .$$

Le moment en un point quelconque, se trouvant à la distance x du support 1, est :

$$M = M_1 - \frac{p_1 x^2}{2} - \sum_0^x P_1 a + A_1 x ,$$

et pour $x = l_1$:

$$M_2 = M_1 - \frac{p_1 l_1^2}{2} - \Sigma P_1 a_1 + A_1 l_1 ,$$

d'où

$$A_1 = \frac{M_2 - M_1}{l_1} + \frac{p_1 l_1}{2} + \frac{\Sigma P_1 a_1}{l_1} ,$$

d'une manière analogue, on a :

$$B_1 = \frac{M_0 - M_1}{l_0} + \frac{p_0 l_0}{2} + \frac{\Sigma P_0 a_0}{l_0}$$

par conséquent, la réaction totale

$$T_1 = \frac{p_0 l_0 + p_1 l_1}{2} - M_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_0} \right) + \frac{M_2}{l_1} + \frac{M_0}{l_0} + \frac{\Sigma P_1 a_1}{l_1} + \frac{\Sigma P_0 a_0}{l_0} .$$

Le tableau suivant contient des résultats pour des pièces reposant sur 3 à 9 points d'appui situés à la même hauteur et à la même distance les uns des autres.

	Nombre des supports ou points d'appui.							Unités
	3	4	5	6	7	8	9	
M_1	0,1250	0,1000	0,1071	0,1053	0,1058	0,1056	0,1057	pl^2
M_2	—	—	0,0714	0,0789	0,0769	0,0775	0,0773	»
M_3	—	—	—	—	0,0865	0,0845	0,0850	»
M_4	—	—	—	—	—	—	0,0825	»
T_0	0,3750	0,4000	0,3929	0,3947	0,3942	0,3944	0,3943	pl
T_1	1,2500	1,1000	1,1428	1,1317	1,1327	1,1337	1,1340	»
T_2	—	—	0,9286	0,9736	0,9616	0,9649	0,9640	»
T_3	—	—	—	—	1,0192	1,0070	1,0103	»
T_4	—	—	—	—	—	—	0,9948	»
M_1max	0,0703	0,0800	0,0772	0,0779	0,0777	0,0778	0,0777	pl^2
M_2max	—	0,0250	0,0364	0,0332	0,0340	0,0338	0,0339	»
M_3max	—	—	—	0,0461	0,0433	0,0440	0,0438	»
M_4max	—	—	—	—	—	0,0405	0,0412	»
x_1	0,375	0,4000	0,3930	0,3947	0,3942	0,3944	0,3943	l
x_2	—	0,5000	0,5357	0,5264	0,5327	0,5281	0,5283	»
x_3	—	—	—	0,5000	0,4904	0,4930	0,4923	»
x_4	—	—	—	—	—	0,5000	0,5026	»
ξ_1	0,750	0,8000	0,7860	0,7894	0,7884	0,7887	0,7887	»
ξ_2	—	0,2760	0,2659	0,2680	0,2670	0,2680	0,2680	»
	—	0,7240	0,8055	0,7830	0,7899	0,7884	0,7890	»
ξ_3	—	—	—	0,1964	0,1960	0,1962	0,1960	»
	—	—	—	0,8036	0,7850	0,7897	0,7880	»
ξ_4	—	—	—	—	—	0,2153	0,2150	»
	—	—	—	—	—	0,7847	0,7900	»

M_1 M_2..... désignent les moments dans les sections au-dessus des points d'appui,

M_1max M_2max... les moments maxima dans les différentes travées,

T_0 T_1... les réactions des points d'appui,

x_1 x_2... les distances des sections où se trouvent M_1max... du support de gauche le plus rapproché,

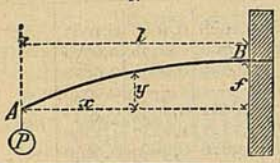
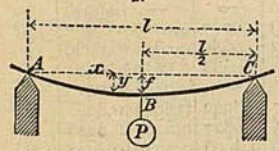
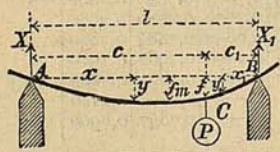
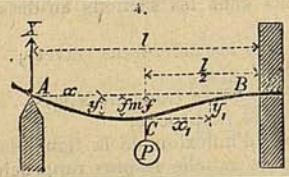
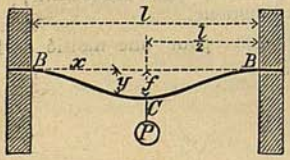
ξ_1 ξ_2... les distances des points d'inflexion de la ligne élastique au point d'appui de gauche le plus rapproché,

l la distance entre deux points d'appui consécutifs,

p la charge par unité de longueur.

Le tableau ci-dessus donne les résultats pour une moitié de la poutre continue, l'autre étant symétrique.

f. **Tableau donnant quelques formules**

Mode d'application de la charge.	Moment fléchissant M.	Charge P.
1. 	$M = Px$	$P = \frac{kJ}{le}$ **)
2. 	$M = \frac{Px}{2}$	$P = 4\frac{kJ}{le}$
3. 	Pour AC : $M = \frac{Pc_1x}{l}$ Pour BC : $M = \frac{Pcx_1}{l}$	$P = \frac{l}{cc_1}\frac{kJ}{e}$
4. 	Pour AC : $M = \frac{5}{16}Px$ Pour BC : $M = Pl\left(\frac{5}{32} - \frac{11}{16}\frac{x_1}{l}\right)$	$P = \frac{16}{3}\frac{kJ}{le}$
5. 	$M = \frac{Pl}{2}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\right)$	$P = 8\frac{kJ}{le}$

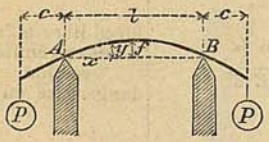
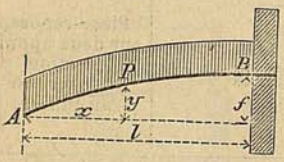
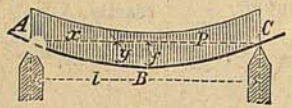
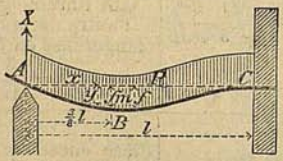
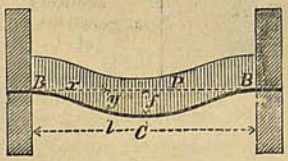
*) Reuleaux, *Le Constructeur*.

**) $\frac{J}{e}$ = module de résistance (e = distance de l'axe neutre à la fibre la plus

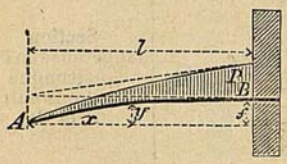
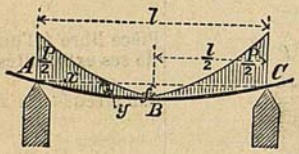
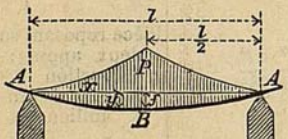
. de résistance à la flexion (k = tension dans la matière)(*).

Équation de la ligne élastique.	Flèche f.	Observations.
$y = \frac{Pl^3}{2JE}\left[\frac{x}{l} - \frac{1}{3}\frac{x^3}{l^3}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{3}$	Pièce libre à l'une de ses extrémités ; section dangereuse en B.
$y = \frac{Pl^3}{16\,JE}\left[\frac{x}{l} - \frac{4}{3}\frac{x^3}{l^3}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{48}$	Pièce reposant sur deux appuis ; section dangereuse au milieu.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{c^2c_1^2}{6l}\left[2\frac{x}{c} + \frac{x}{c_1} - \frac{x^3}{c^2c_1}\right]$ $y_1 = \frac{P}{EJ}\frac{c_1^2c^2}{6l}\left[2\frac{x_1}{c_1} + \frac{x_1}{c} - \frac{x_1^3}{c_1^2c}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{3}\frac{c^2}{l^2}\frac{c_1^2}{l^2}$; f_{max} pour $x = c\sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2}{3}\frac{c_1}{c}}$ voir p. 270.	Section dangereuse en C ; réaction $X = P\frac{c_1}{l}$ » $X_1 = P\frac{c}{l}$
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{32}\left[\frac{x}{l} - \frac{5}{3}\frac{x^3}{l^3}\right]$ $y_1 = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{32}\left[\frac{1}{4}\frac{x_1}{l} + \frac{5}{2}\frac{x_1^2}{l^2} - \frac{11}{3}\frac{x_1^3}{l^3}\right]$	$f = \frac{P}{EJ}\frac{7}{768}\frac{l^3}{}$ $f_{max} = \sqrt{\frac{1}{5}\frac{Pl^3}{48JE}}$ pour $x = l\sqrt{\frac{1}{5}}$	Pièce encastrée à l'une de ses extrémités et reposant librement à l'autre : section dangereuse en B ; réaction $X = \frac{5}{16}P$
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{16}\left[\frac{x^2}{l^2} - \frac{4}{3}\frac{x^3}{l^3}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{192}$	Pièce encastrée à ses deux extrémités ; sections dangereuses en B et C.

éloig née)

Mode d'application de la charge.	Moment fléchissant M.	Charge P.
6. 	$AB : M = Pc$	$P = \frac{kJ}{ce}$
7. 	$M = \frac{Px}{2}\frac{x}{l}$	$P = 2\frac{kJ}{le}$
8. 	$M = \frac{Px}{2}\left(1 - \frac{x}{l}\right)$	$P = 8\frac{kJ}{le}$
9. 	$M = \frac{Px}{2}\left(\frac{3}{4} - \frac{x}{l}\right)$	$P = 8\frac{kJ}{le}$
10. 	$M = \frac{Pl}{2}\left(\frac{1}{6} - \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2}\right)$	$P = 12\frac{kJ}{le}$

Équation de la ligne élastique	Flèche f.	Observations.
$y = f - \rho + \sqrt{\rho^2 - x^2 + l\left(x - \frac{l}{4}\right)}$ où $\rho = \frac{JE}{Pc}$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{8}\frac{c}{l}$	Section dangereuse en l'un quelconque des poids entre A et B.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{6}\left[\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\frac{x^3}{l^3}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{8}$	Pièce libre à l'une de ses extrémités; section dangereuse en B.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{24}\left[\frac{x}{l} - 2\frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{5\,l^3}{384}$	Pièce reposant sur deux appuis; section dangereuse au milieu.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{48}\left[\frac{x}{l} - 3\frac{x^3}{l^3} + 2\frac{x^4}{l^4}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{192}$	Section dangereuse en C; flèche max. pour $X = \frac{l}{16}(1 + \sqrt{33})$; réaction $X = \frac{3}{8}P$; point d'inflexion pour $x = \frac{1}{4}l$.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{24}\left[\frac{x^2}{l^2} - 2\frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{384}$	Section dangereuse en B; point d'inflexion pour $x = \frac{l}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{1}{3}}\right)$

Mode d'application de la charge.	Moment fléchissant M.	Charge P.
11. 	$M = \frac{Px}{3}\frac{x^2}{l^2}$	$P = 3\frac{kJ}{le}$
12. 	$M = Px\left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} + \frac{2}{3}\frac{x^2}{l^2}\right)$	$P = 12\frac{kJ}{le}$
13. 	$M = Px\left(\frac{1}{2} - \frac{2}{3}\frac{x^2}{l^2}\right)$	$P = 6\frac{kJ}{le}$

Cas spécial.

Poutre continue à travées égales supportant une charge uniformément répartie sur sa longueur.

Soient :

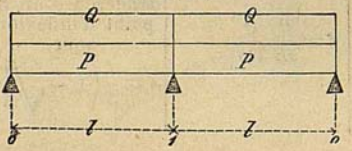
l la portée des travées, c'est-à-dire la distance entre deux points d'appui consécutifs.

P la charge constante entre deux appuis consécutifs,

Q la charge variable entre deux appuis consécutifs.

1. *Poutre à 3 points d'appui* :

Fig. 140.



$$Wk = \tfrac{1}{8}(P+Q)\,l;$$

$$T_0\max = \tfrac{3}{8}P + \frac{7Q}{16};$$

$$T_0\min = \tfrac{3}{8}B - \frac{Q}{16};$$

$$T_1\max = \tfrac{1}{4}(P+Q).$$

Équation de la ligne élastique	Flèche f.	Observations.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{12}\left[\frac{x}{l} - \frac{1}{5}\frac{x^5}{l^5}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{15}$	Une des extrémités libre; section dangereuse en B.
$y = \frac{P}{JE}\frac{l^3}{12}\left[\frac{3}{8}\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} - \frac{2}{5}\frac{x^5}{l^5}\right]$	$f = \frac{P}{JE}\frac{3\,l^3}{320}$	Section dangereuse au milieu.
$y = \frac{P}{JE}\frac{12}{l^3}\left[\frac{5}{8}\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{2}{5}\frac{x^5}{l^5}\right]$	$f = \frac{JE}{P}\frac{l^3}{60}$	Section dangereuse au milieu.

Si $Q > 6P$, il faut calculer $T_{0\min}$ et ancrer avec soin les extrémités de la poutre, afin d'empêcher le soulèvement de ces extrémités de leurs points d'appui, sous l'influence d'une charge accidentelle.

2. *Poutre à 4 points d'appui* :

$$Wk = \tfrac{1}{10}\,Pl + \tfrac{7}{60}\,Ql;$$
$$T_{0\max} = \tfrac{1}{20}\,(8P + 7Q);$$
$$T_{0\min} = \tfrac{1}{20}\,(8P - Q);$$
$$T_{1\max} = \tfrac{1}{10}\,(11P + 12Q);$$
$$T_{1\min} = \tfrac{1}{10}\,(11P - Q).$$

On ne doit tenir compte des valeurs $T_{0\min}$ et $T_{1\min}$ que lorsqu'on a respectivement $Q > 8P$ et $Q > 11P$.

Si les deux supports extrêmes d'une poutre reposant sur 3 points d'appui sont surélevés de

$$\delta = 0{,}0131\,\frac{pl^4}{EJ},$$

par rapport au point d'appui central, la poutre peut porter sans se rompre une charge environ $1\frac{1}{2}$ fois plus grande que si les trois points d'appui étaient sur la même horizontale, la poutre étant supposée chargée uniformément d'un poids p par unité de longueur (fig. 141).

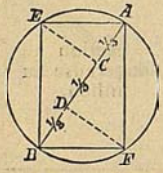
Fig. 141.



3. *Sur la meilleure utilisation de la matière dans les poutres chargées.*

α. Si au moyen d'une bille de bois à section circulaire, de diamètre = 1 on doit fabriquer une poutre de section rectangulaire, la section offrant la plus grande résistance à la flexion et à la rupture est celle dont les côtés sont $\sqrt{\frac{1}{3}}$ et $\sqrt{\frac{2}{3}}$ (voir construction, fig. 141 A).

Fig. 141 A.



β. La *charge* que peut porter une poutre croît proportionnellement à la largeur et au carré de la hauteur de sa section (voir tabl., partie IV, p. 290, val. de W).

γ. La matière doit être éloignée le plus possible de l'axe neutre.

δ. Hodgkinson recommande comme la meilleure forme pour la section des *poutres en fonte* celle en double T (les 2 dernières sections du § 3) dans laquelle l'aire de la section de la semelle supérieure (où les fibres sont comprimées) est $\frac{1}{6}$ de l'aire de la section de la semelle inférieure (où les fibres sont allongées). La rupture par allongement de la semelle inférieure se produit alors pour la même charge que la rupture par écrasement de la semelle supérieure.

Cependant le plus rationnel est de prendre pour les fibres qui, dans la section, sont le plus fortement allongées et raccourcies, des tensions égales à celles qui correspondent à la limite d'élasticité. Ceci a lieu lorsque :

$$\frac{y'}{y''} = \frac{k'}{k''}, \text{ où}$$

y', y'' représentent les distances des couches de fibres respectivement la plus allongée et la plus raccourcie à l'axe neutre,

k' et k'' les tensions ou charges se rapportant respectivement à la limite d'élasticité par traction et à celle par compression.

Une *section* dans laquelle cette condition est remplie porte le nom de section *d'égale résistance*.

Pour le *fer*, on a : $k' = k''$; $y' = y''$.

Pour ce cas les sections symétriques (tabl. suivant, § 4) sont en même temps des sections d'égale résistance.

Pour la *fonte* on a environ $k' = \frac{1}{2} k''$.

ε. En tenant compte de ce rapport (0,5) Klose a déterminé les 6 sections suivantes.

La semelle la plus large doit toujours travailler à la traction.

Dans la table suivante,

J représente le moment d'inertie,

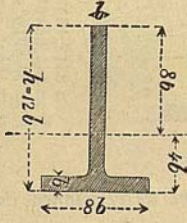
W le module de résistance,

F l'aire de la section,

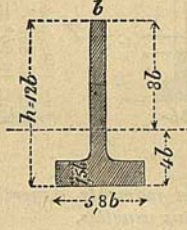
y la distance de la fibre la plus fortement comprimée à l'axe neutre ;

φ représente le rapport des aires des différentes sections à celle de la section n° 1, lorsque ces sections sont ramenées à avoir le même module de résistance W.

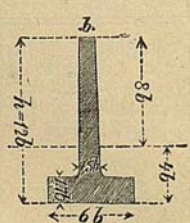
Lorsqu'on emploie ces sections, on doit toujours dans les calculs introduire k''.



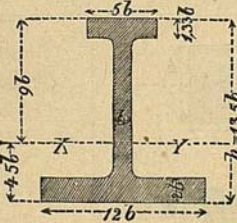
$J = 278,3b^4$;
$W = 34,8b^3 = 0,0201h^3$;
$F = 19b^2 = 0,132h^2$;
$y = 8b$; $\varphi = 1,0$.



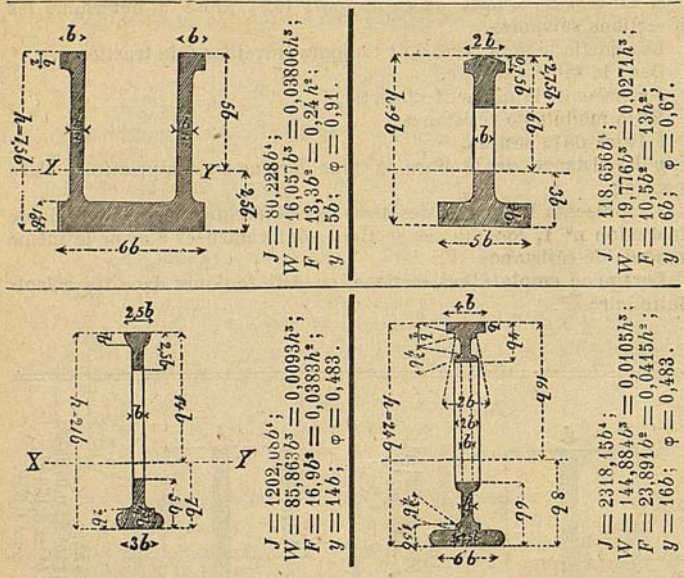
$J = 269,4b^4$;
$W = 33,675b^3 = 0,0195h^3$;
$F = 19,2b^2 = 0,133h^2$;
$y = 8b$; $\varphi = 1,028$.



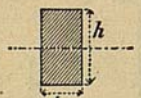
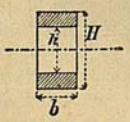
$J = 294,84b^4$;
$W = 36,85b^3 = 0,0213h^3$;
$F = 23,075b^2 = 0,1602h^2$;
$y = 8b$; $\varphi = 1,19$.

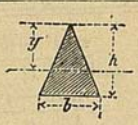
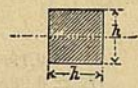
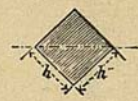
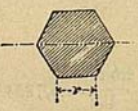
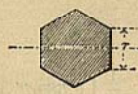
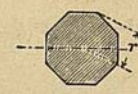
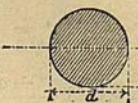


$J = 922,96b^4$;
$W = 102,46b^3 = 0,0417h^3$;
$F = 40,82b^2 = 0,224h^2$;
$y = 9b$; $\varphi = 1,04$.



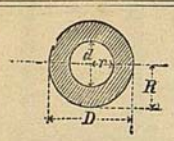
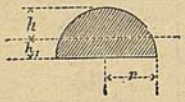
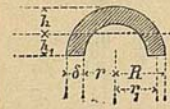
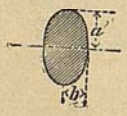
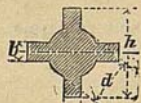
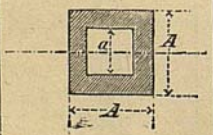
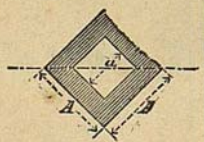
4. Table des moments d'inertie et des modules de résistance des sections les plus usuelles.

N°	Forme de la section.	Moment d'inertie J.	Module de resistance $W = \frac{J}{y}$.
1		$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^2}{6}$
2		$\frac{b}{12}(H^3 - h^3)$	$\frac{b}{6H}(H^3 - h^3)$

N°	Forme de la section.	Moment d'inertie J.	Module de résistance $W=\frac{J}{y}$.
3		$J=\frac{1}{36}bh^3$ $y=\frac{2}{3}h$	$\frac{1}{24}bh^2$
4		$\frac{h^4}{12}$	$\frac{h^3}{6}$
5		$\frac{h^4}{12}$	$0{,}118h^3$
6		$\frac{5r^4}{16}\sqrt{3}=0{,}5413r^4$	$\frac{5r^3}{8}$
7			$0{,}5412r^3$
8		$\frac{1+2\sqrt{2}}{6}r^4=0{,}638r^4$	$0{,}6906r^3$
9	Polygone régulier de n côtés où $s=$ côté. $F=$ aire du polygone et $r=$ rayon du cercle circonscrit.	$\frac{F}{12}\left(3r^2-\frac{s^2}{2}\right)$ *)	$r\frac{F}{4}$
10 **)		$\frac{\pi d^4}{64}=\frac{\pi r^4}{4}=0{,}0491\,d^4$ $=0{,}7854\,r^4$	$\frac{\pi d^3}{32}=0{,}0982d^3=\frac{\pi r^3}{4}$

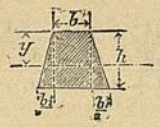
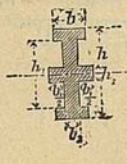
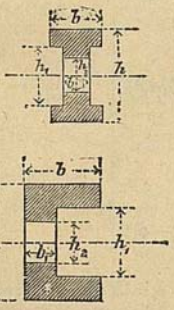
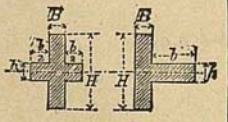
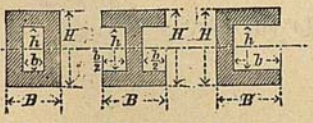
*) Ou bien approximativement $\frac{1}{4}r^2F$; alors $W=\frac{1}{4}rF$.

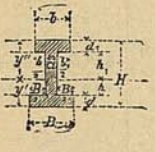
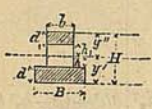
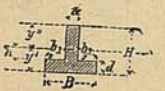
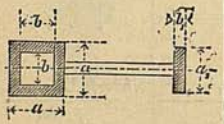
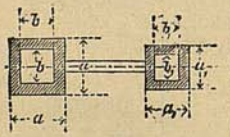
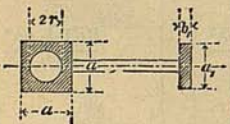
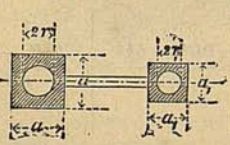
**) Voir table détaillée, § 8, page 306.

N°	Forme de la section.	Moment d'inertie J.	Module de résistance $W = \frac{J}{y}$.
11 *)		$\frac{\pi}{2}(D^4 - d^4)$ $= \frac{\pi}{3}(R^4 - r^4)$	$\frac{\pi}{32}\frac{D^4 - d^4}{D}$ $= \frac{\pi}{4}\frac{R^4 - r^4)}{R}$
12		$0{,}110r^4$	$W = 0{,}19r^3$ $W_1 = 0{,}26r^3$
13		**) $0{,}110(R^4 - r^4) - \frac{0{,}283R^2r^2(R-r)}{R+r}$	-
14		$\frac{\pi ba^3}{4} = 0{,}785ba^3$	$\frac{\pi ba^2}{4} = 0{,}7854ba^2$
15		$\frac{1}{12}\left[\frac{3\pi}{16}d^4 + b(h^3 - d^3) + b^3(h-d)\right]$	$\frac{1}{6h}\left[0{,}589d^4 + b(h^3 - d^3) + b^3(h-d)\right]$
16		$\frac{A^4 - a^4}{12}$	$\frac{1}{6}\frac{A^4 - a^4}{A}$
17		$\frac{A^4 - a^4}{12}$	$\frac{A^4 - a^4}{12A}\sqrt{2}$ $= 0{,}1178\frac{A^4 - a^4}{A}$

*) Voir table détaillée, § 8, page 305,

**) Valeur très approchée : $J = 0{,}3\ \delta\ r_1^3$. — H. Müller. *Résistance des matériaux*, page 187.

N°	Forme de la section.	Moment d'inertie J.	Module de résistance $W = \frac{J}{y}$.
18		$J = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} \cdot h^3$ $y = \frac{1}{3} \frac{3b + 2b_1}{2b + b_1} \cdot h$	$\frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} \cdot h^2$
19		$\frac{bh^3 - (b - b_2)h_1^3 + b_1h_2^3}{12}$	$\frac{bh^3 - (b - b_2)h_1^3 + b_1h_2^3}{6h}$
20		$\frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{12}$	$\frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{6h}$
21		$\frac{BH^3 + bh^3}{12}$	$\frac{BH^3 + bh^3}{6H}$
22		$\frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$\frac{BH^3 - bh^3}{6H}$

N°	Forme de la section.	Moment d'inertie J.	Module de résistance $W = \frac{J}{y}$.
23		$J = \frac{1}{3}\left[By'^3 - B_1h^3 + by''^3 - b_1h_1^3\right]$ $y' = \frac{1}{2} \cdot \frac{aH^2 + B_1d^2 + b_1d_1\,(2H - d_1)}{aH + B_1d + b_1d_1}$	—
24		$J = \frac{1}{3}\left\{ B(y'^3 - h^3) + b\,(y''^3 - h_1^3) \right\}$ $y' = \frac{1}{2} \cdot \frac{Bd^2 + bd_1\,(2H - d_1)}{Bd + bd_1}$	—
25		$J = \frac{1}{3}\left\{ By'^3 - b_1h^3 + ay''^3 \right\}$ $y' = \frac{1}{2} \cdot \frac{aH^2 + b_1d^2}{aH + b_1d}$	—
26		$\frac{1}{12}\,(a^4 - b^4 + b_1a_1^3)$	—
27		$\frac{1}{12}\,(a^4 - b^4 + a_1^4 - b_1^4)$	—
28		$\frac{1}{12}\,(a^4 - 3\pi r^4 + b_1a_1^3)$	—
29		$\frac{1}{12}\left[a^4 + a_1^4 - 3\pi(r^4 + r_1^4)\right]$	—

Remarque. Si l'on suppose dans les sections non symétriques que les forces agissent verticalement, *l'axe neutre* n'est plus horizontal mais est confondu avec le diamètre conjugué, de l'ellipse d'inertie de la section, par rapport à la direction des forces.

Prenons pour base un système de coordonnées rectangulaires et soient

J_x et J_y les moments d'inertie par rapport à l'axe xx et par rapport à l'axe yy, ces deux axes passant par le centre de gravité de la section (voir éclaircissements sur le moment d'inertie page 163, sur la position du centre de gravité page 128).

J_{x_1}max et J_{y_1}min les moments d'inertie principaux ou moments d'inertie max. et min. de la section pour les axes x_1x_1, y_1y_1 passant par le centre de gravité.

α_1, β_1 et α les angles respectifs de la direction de la force, de l'axe neutre et de l'axe xx avec l'axe x_1x_1,

S la valeur de $\int xyf$ où f représente l'élément de surface de la section ;

on a les résultats suivants :

a. L'angle β *que l'axe neutre forme avec l'axe* xx s'obtient par le calcul de valeurs suivantes :

1. $J_x = \int y^2 f$, $\quad J_y = \int x^2 f$,
2. $S = \int xyf$,
3. $\operatorname{tg} 2\alpha = \dfrac{2\int xyf}{J_y - J_x}$
4. $J_{x_1}\,\max = \frac{1}{2}\left[(J_x + J_y) + (J_x - J_y)\,\sec 2\alpha\right]$,
   $J_{y_1}\,\min = \frac{1}{2}\left[(J_x + J_y) + (J_x - J_y)\,\sec 2\alpha\right]$,
5. $\operatorname{tg}\beta_1 = \dfrac{J_{x_1}\,\max}{J_{y_1}\,\min}\operatorname{tg}\alpha$,
6. $\beta = \beta_1 - \alpha$.

b. Le plus grand moment fléchissant admissible est donné par la relation

$$M = \frac{kJ_{x_1}\,\max}{a} \cdot \frac{\cos\beta_1}{\sin\alpha_1}.$$

a représente la distance à l'axe neutre de la fibre où l'effort de traction ou de compression est le plus grand.

5. *Tableau des poids, des moments d'inertie et des modules de résistance de rails de chemin de fer.*

Largeur du patin = 9,15 *cm* ; largeur du champignon = 5,5 *cm*.

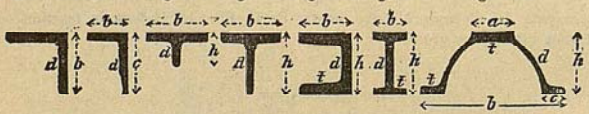
	N°	Hauteur du rail.	Aire en cm^2.	Poids du mètre courant en *kg*.	Moments d'inertie par rapport à l'axe horizontal passant par le centre de gravité.	Moments d'inertie par rapport à l'axe vertical passant par le centre de gravité.	Module de résistance par rapport à l'axe horizontal.
	1	13,08 *cm*,	42,75	32,66	919	149,73	140,4
	2	11,8	39	29,8	691,59	140,38	117,5
	3	10,46	34,2	26,1	470,26	121,66	89,8
		2 rails rivés l'un sur l'autre :					
	4	13,08 *cm*.	85,5	65,31	5521,5	299,47	422,2
	5	11,8	78	59,6	4083,6	280,75	346,9
	6	10,46	68,4	52,2	2812,2	243,32	268,46

6. *Extrait des profils ordinaires des fers laminés adoptés en Allemagne par l'union des sociétés des architectes et des ingénieurs et par l'association des ingénieurs allemands.*

Tableaux.

La densité du fer est supposée égale à 7,8.

Fig. 142. Fig. 143. Fig. 144. Fig. 145. Fig. 146. Fig. 147. Fig. 148.



a. Cornières à branches égales (fig. 142).

N°	Largeur	Épaisseur	Surface	Poids du mètre	Distance au centre de gravité	Moments d'inertie			
						J_z	J	J'	J''
	b	d	S	g	x				
		5	4,30	3,35	12,9	15,31	8,15	12,83	3,48
4½	45	7	5,86	4,57	13,6	21,69	10,85	16,77	4,93
		9	7,34	5,73	14,4	28,21	12,99	20,19	5,79
		6	6,91	5,39	17,2	43,55	23,11	37,19	9,03
6	60	8	9,03	7,04	17,9	58,58	29,65	47,03	12,27
		10	11,07	8,63	18,6	73,87	35,57	55,92	15,22
		7	8,70	6,79	18,7	64,58	34,16	54,39	13,93
6½	65	9	10,98	8,56	19,4	83,77	42,44	66,85	18,03
		11	13,18	10,28	20,1	103,32	50,07	77,94	22,20
		7	9,40	7,33	20,1	80,64	42,76	68,75	16,77
7	70	9	11,88	9,27	20,8	104,65	53,26	84,75	21,27
		11	14,28	11,14	21,6	129,04	62,41	102,08	22,14
		8	11,43	8,95	21,5	113,4	60,4	92,3	28,5
7½	75	10	14,11	11,01	22,2	143,0	73,5	114,9	32,1
		12	16,67	13,00	23,0	172,6	84,4	132,3	36,5
		8	12,27	9,57	22,9	137,6	73,3	117,3	29,3
8	80	10	15,11	11,79	23,7	173,6	88,7	141,3	36,1
		12	17,87	13,94	24,5	209,5	102,3	163,1	41,5
		9	15,5	12,1	25,7	220,4	118,0	188,2	37,8
9	90	11	18,7	14,6	26,5	271,0	139,7	223,1	56,3
		13	21,8	17,0	27,4	323,2	159,5	253,8	65,2
		10	19,2	14,9	28,5	336	180	287	73
10	100	12	22,7	17,7	29,4	406	210	334	86
		14	26,2	20,4	30,1	476	239	377	101
		10	21,2	16,5	31,4	447	238	387	89
11	110	12	25,1	19,6	32,1	540	281	452	110
		14	29,0	22,6	32,9	632	318	511	125
		11	25,4	19,8	34,0	638	344	552	136
12	120	13	29,7	23,2	34,7	757	399	636	162
		15	33,9	26,5	35,5	876	449	714	184
		12	30,0	23,4	36,9	885	476	770	182
13	130	14	34,7	27,0	37,6	1037	546	861	231
		16	39,3	30,6	38,4	1188	608	972	244
		13	35,0	27,3	39,8	1198	644	1041	247
14	140	15	40,0	31,2	40,6	1386	727	1174	280
		17	45,0	35,1	41,3	1575	807	1301	313
		14	40,3	31,4	42,6	1588	857	1367	347
15	150	16	45,7	35,7	43,4	1814	953	1544	372
		18	51,0	39,8	44,1	2053	1061	1696	426
		15	46,1	35,9	45,5	2064	1110	1786	434
16	160	17	51,8	40,4	46,3	2344	1234	1976	492
		19	57,5	44,9	46,9	2626	1361	2161	561
	mm		*cm²*	*kg*	*mm*	*cm*			

Les épaisseurs minima des sections du tableau *a* comportent 0,1 des largeurs correspondantes. Les rayons des congés et arrondis sont égaux respectivement à *d* et à 0,5 *d*.

La distance *x* est comptée à partir des arêtes extérieures de la section. J_3 représente le moment d'inertie par rapport à l'une des arêtes extérieures, *J* celui par rapport à l'une des deux droites parallèles aux arêtes extérieures des branches et passant par le centre de gravité de la section ; *J'* le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie et *J''* celui par rapport à l'axe perpendiculaire passant par le centre de gravité. *J'* est le minimum et *J''* le maximum des moments d'inertie par rapport à toutes les droites passant par le centre de gravité.

b. Cornières à branches inégales (fig. 143).

	N°	Dimensions			Surface	Poids par mètre	Distance au centre de gravité		Moments d'inertie				tg φ
		b	c	*d*	*S*	*g*	x_1	x_2	J_1	J_2	*J'*	*J''*	
2 : 3	5/7½	50	75	7	8,33	6,34	12,6	25,1	46,9	16,8	54,0	9,7	0,437
				9	10,51	8,20	13,3	25,8	58,0	20,6	66,5	12,1	0,429
	6½/10	65	100	9	14,2	11,0	16,2	32,5	133,2	48,1	153,6	27,7	0,438
				11	17,1	13,3	17,0	33,2	157,1	56,3	180,7	32,7	0,433
	8/12	80	120	10	19,1	14,9	19,7	39,7	278,9	100,6	321,8	57,8	0,440
				12	22,7	17,7	20,5	40,5	325,1	116,2	374,2	67,0	0,436
	10/15	100	150	12	28,7	22,4	24,2	49,2	653	238	755	136	0,442
				14	33,2	25,9	24,9	50,0	752	269	865	156	0,440
1 : 2	4/8	40	80	6	6,89	5,27	9,16	29,2	44,5	7,8	47,3	5,0	0,261
				8	9,01	7,03	9,88	29,9	57,3	10,0	60,8	6,5	0,256
	5/10	50	100	8	11,5	8,9	11,4	36,4	116,9	20,4	124,1	13,3	0,262
				10	14,1	11,0	12,2	37,2	140,9	24,6	149,3	16,3	0,257
	6½/13	65	130	10	18,6	14,5	14,7	47,2	321,8	56,1	341,6	36,3	0,262
				12	22,1	17,2	15,5	48,0	379,5	65,3	402,1	42,7	0,259
	8/16	80	160	12	27,5	21,5	17,9	57,9	725	126	770	81	0,263
				14	31,8	24,8	18,7	58,7	828	142	878	92	0,260
	10/20	100	200	14	40,3	31,4	22,2	72,2	1661	288	1762	187	0,264
				16	45,7	35,6	22,8	73,2	1872	320	1982	210	0,262
		mm			*cm²*	*kg*	*mm*		*cm*				

Si d_m désigne la moyenne arithmétique entre les épaisseurs maxima et minima, les rayons des congés et arrondis sont respectivement d_m et $0{,}5d_m$.

Les distances x_1 et x_2 sont comptées respectivement à partir de la plus grande et de la plus petite arête extérieure. J_1 et J_2 sont les moments d'inertie de la section par rapport aux droites passant par le centre de gravité, et parallèles l'une à l'arête courte et l'autre à l'arête longue, *J'* est le moment d'inertie maximum et *J''* le moment d'inertie minimum par rapport à toutes les droites passant par le centre de gravité ; φ est l'angle que fait le grand axe de l'ellipse d'inertie avec l'arête extérieure de la grande branche.

c. Fers à T simple (fig. 144 et 145).

	N°	Largeur b	Hauteur h	Épaisseur d	Surface S	Poids du mètre g	Distance au centre de gravité x	Moments d'inertie J_3	Moments d'inertie J	Moments d'inertie J'
Fers à T simple à larges ailes $b:h=2:1$	8/4	80	40	7,0	7,92	6,18	8,9	14,0	8.0	29,0
	9/4½	90	45	8.0	10,2	7,96	9,9	22,7	13,0	47,2
	10/5	100	50	8,5	12,1	9,44	11,0	33,1	18,7	69,0
	12/6	120	60	10,0	17,0	13,3	13,2	67,4	38,5	140,0
	14/7	140	70	11,5	22.9	17,9	15,3	123,1	70,4	255,6
	16/8	160	80	13,0	29,6	23,1	17,3	207	119,7	431,3
	18/9	180	90	14,5	37,1	28,9	19,3	329	188	684
	20/10	200	100	16,0	45,5	35,5	21,4	499	287	1037
Fers à T simple à âme haute $b:h$ 1 : 1	6/6	60	60	7,0	8,19	6,39	16,9	46,7	33,3	12,5
	7/7	70	70	8,0	10,9	8,50	19,6	84,8	44,7	22,6
	8/8	80	80	9,0	14,0	10,9	22,2	141,9	75,1	38,0
	9/9	90	90	10,0	17,8	13,9	24,9	224,5	119,6	60,1
	10/10	100	100	11,0	21,5	16,8	27,6	337,2	180,5	90,6
	12/12	120	120	13,0	30,5	23,8	32,9	688	369	185
	14/14	140	140	15,0	41,0	32,0	37,9	1259	679	339
		mm			*cm²*	*kg*	*mm*	*cm*		

Dans les sections du tableau *c* :

$$d = 0{,}05\,(b+h) + 1mm.$$

Les congés et arrondis ont pour rayons $d = 0{,}5d$ et $0{,}25d$. La pente des arêtes intérieures des ailes (ou du patin) comporte 2 pour cent. L'inclinaison sur l'axe de chacune des arêtes de l'âme ou nervure centrale = 4 % dans le cas des *T* à larges ailes et = 2 % dans le cas des *T* à âme haute.

De plus, la distance x du centre de gravité est comptée à partir de la base, normalement à cette base. J_3 représente le moment d'inertie par rapport à la base, J celui par rapport à la droite parallèle à la base et passant par le centre de gravité et J' le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie de la section.

d. Fers en U (fig. 146).

N°	Hauteur h	Largeur b	Épaisseur d	Épaisseur t	Surface S	Poids du mètre g	Distance au centre de gravité x	Moments d'inertie J_3	Moments d'inertie J	Moments d'inertie J'	Module de résistance $W' = J : \frac{h}{2}$
8	80	45	6,0	8,0	11,25	8,8	15,8	43,7	15,6	106,4	26,7
10	100	50	6,0	8,5	13,71	10,7	16,5	62,7	23,4	207	41,4
12	120	55	7,0	9,0	17,30	13,5	17,6	88,4	34,8	368	61,3
14	140	60	7,0	10,0	20,72	16,2	18,0	128,0	60,9	609	87,0
16	160	65	7,5	10,5	24 43	19,1	19,5	170,2	77,4	928	116
18	180	70	8,0	11,0	28,43	22,2	21,0	222,4	97,0	1359	151
20	200	75	8,0	11,5	32,72	25,5	21,8	286,2	130,8	1920	192
22	220	80	9,0	12,5	38,05	29,7	22,4	376,6	185,6	2728	248
26	260	90	10,0	14,0	49,03	38,2	24,3	601	312	4862	374
30	300	100	11,0	16,0	59.63	46,5	26,0	942	539	8025	535
	mm				*cm²*	*kg*	*mm*	*cm*			*cm*

Dans le tableau d :

$$b = 0{,}25\,h + 25\ ;\ d = 0{,}02\,h + 4{,}3\ ;\ t = 1{,}4d.$$

Les épaisseurs d et t sont données à un demi-millimètre près. Les rayons des congés et arrondis sont égaux à t et $0{,}5t$.

La distance x se compte à partir de l'arête extérieure de l'âme ; J_3 est le moment d'inertie de la section par rapport à cette arête, J celui par rapport à la droite parallèle passant par le centre de gravité, J' le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie et W' le module de résistance correspondant.

e. Fers à I (fig. 147).

N°	Hauteur h	Largeur b	Épaisseur de l'âme d	Épaisseur des ailes t	Surface S	Poids du mètre g	Moments d'inertie J	Moments d'inertie J'	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
8	80	42	3,9	5,9	7,94	6,2	78,4	6,4	19,6
9	90	46	4,2	6,3	9,15	7,1	118	8,9	26,2
10	100	50	4,5	6,8	10,53	8,2	172	12,4	34,4
11	110	54	4,8	7,2	12.49	9,7	241	16,6	43,8
12	120	58	5,1	7,7	14,41	11,2	331	21,8	55,2
13	130	62	5,4	8,1	16,35	12,8	440	28,2	67,7
14	140	66	5,7	8,6	18,53	14,5	579	35,9	82,7
15	150	70	6,0	9,0	20,72	16,2	743	44,8	99,0
16	160	74	6,3	9,5	23,15	18,1	944	55,3	118
17	170	78	6,6	9,9	25,6	20,0	1182	68,1	139
18	180	82	6,9	10,4	28,3	22,1	1458	83,0	162
19	190	86	7,2	10,8	31,0	24,2	1777	100	187
20	200	90	7,5	11,3	33,9	24,4	2160	119	216
21	210	94	7,8	11,7	36,9	28,8	2594	140	247
22	220	98	8,1	12,2	40,1	31,3	3091	163	281
23	230	102	8,4	12,6	43,3	33,8	3657	191	318
24	240	106	8,7	13,1	46,8	36,5	4308	224	359
26	260	113	9,4	14,1	54,2	42,2	5798	291	446
28	280	119	10,1	15,2	62,0	48,3	7658	371	547
30	300	125	10,8	16,2	70,0	54,6	9885	462	659
32	320	131	11,5	17,3	78,9	61,5	12624	568	789
34	340	137	12,2	18,3	88,0	68,6	15827	692	931
36	360	143	13,0	19,5	98,4	76,8	19764	834	1098
38	380	149	13,7	20,5	108,6	84,7	24206	987	1274
40	400	155	14,4	21,6	119,5	93,2	29440	1179	1472
42 $\frac{1}{2}$	425	163	15,3	23,0	134,3	104,7	37273	1446	1754
45	450	170	16,2	24,3	149,1	116,3	46215	1760	2054
47 $\frac{1}{2}$	475	178	17,1	25,6	165,2	128,9	56383	2121	2374
50	500	185	18,0	27,0	182,0	141,9	68625	2530	2754
		mm			*cm²*	*kg*	*cm*		*cm*

$$h < 250 : \begin{cases} b = 0{,}4h + 10, \\ d = 0{,}03h + 1{,}5 ; \end{cases}$$

$$h > 250 : \begin{cases} b = 0{,}3h + 33, \\ d = 0{,}034h ; \end{cases}$$

$$t = 1{,}5d.$$

Les arêtes intérieures des ailes ou patins sont inclinées à 14 °/₀ sur les arêtes extérieures.

J est le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie perpendiculaire à l'âme, W le module de résistance correspondant, J' le moment d'inertie par rapport à l'autre axe de symétrie.

f. Fers (fig. 148).

N°	Hauteur	Largeur inférieure	Largeur supérieure	Largeur des patins	Epaisseur de l'âme	Epaisseur des patins et de la tête	Surface	Poids du mètre	Moments d'inertie		Module de résistance
	h	b	a	c	d	t	s	g	J	J_1	W
5	50	120	33	21	3	5	6,9	5,3	24	82	9,6
6	60	140	38	24	3,5	6	10,1	7,3	48	155	15,9
7 1/2	75	170	45,5	28,5	4	7	13,9	10,3	106	326	28,3
9	90	200	53	33	4,5	8	18,0	13,8	204	609	45,8
11	110	240	63	39	5	9	22,9	18,6	419	1192	76,2
			mm				*cm²*	*kg*	*cm*		

$b = 2h + 20$, $a = 0{,}5h + 8$, $c = 0{,}3h + 6$

$d = 1/30\,h + 1{,}4$, $t = 1/5\,h + 1{,}9$

Les épaisseurs d et t sont données à un demi-millimètre près.

J est le moment d'inertie par rapport à la droite parallèle à la base passant par le centre de gravité, W le module de résistance correspondant, J_1 le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie.

7. *Tableaux des fers à* I *pouvant être livrés par quelques maisons françaises.*

a. Usines du creusot (Saône-et-Loire).

Fers à I (fig. 147). Album, édition 1884.

	Hauteur	Largeur	Epaisseur de l'âme	Epaisseur minima des ailes	Conicité des arêtes intérieures des ailes en °/₀	Poids approximatif du mètre	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
	h	b	d	t min		g	
			Fers à planchers.				
Ailes ordinaires.	80	39,0	4,5	4,5	31,0	7,0	21,1
		44,5	10,0	4,5	31,0	10,5	26,9
	100	42,0	5,0	5,0	31,0	9,0	32,1
		47,5	10,5	5,0	31,0	13,0	42,0
	120	44,0	5,5	5,5	34,0	10,5	47,0
		49,5	11,0	5,5	34,0	16,0	60,6
	140	47,75	6,0	6,5	31,5	13,0	64,8
		53,75	12,0	6,5	31,5	19,0	84,4
	160	52,5	6,5	7,0	30,5	15,0	88,7
		58,0	12,0	7,0	30,5	23,0	112
	180	56,5	7,0	7,5	30,0	19,5	122
		64,5	15,0	7,5	30,0	30,0	160
	200	58,5	7,5	8,0	29,0	22,0	154
		66,0	15,0	8,0	29,0	33,0	200
	220	62,5	8,0	8,5	30,5	22,5	196
		70,0	15,5	8,5	30,5	38,0	261

	Hauteur	Largeur	Epaisseur de l'âme	Epaisseur minima des ailes	Conicité des arêtes intérieures des ailes en °/₀	Poids approximatif du mètre	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
	h	b	d	t min		g	
			Fers à planchers.				
Larges ailes.	80	55	3,5	4,0	16,5	7,4	26,8
		60	8,5	4,0	16,5	10,7	32,1
	100	60	4,0	4,5	16,5	9,5	41,5
		65	9,0	4,5	16,5	13,4	49,8
	120	70	5,0	5,0	15,5	13,0	67,3
		75	10,0	5,0	15,5	17,7	79,3
	140	80	6,0	6,0	12,5	17,2	100
		85	11,0	6,0	12,5	22,7	117
	160	90	6,5	7,0	14,5	22,0	152
		95	11,5	7,0	14,5	28,3	173
	180	95	7,0	7,5	14,5	26,0	199
		100	12,0	7,5	14,5	33,0	223
	200	100	7,0	7,5	16,0	29,0	244
		105	12,0	7,5	16,0	36,8	278
	220	105	7,5	8,5	15,0	33,9	310
		110	12,5	8,5	15,0	42,5	350
	240	115	8,5	8,5	14,0	37,6	370
		121	14,5	8,5	14,0	48,9	428
	260	120	9,0	9,0	15,0	43,0	454
		126	15,0	9,0	15,0	55,2	618
	300	130	10,0	10,5	16 0	55,0	660
		136	16,0	10,5	16,0	69,1	749
			Fers à construction.				
Larges ailes.	125	75	7,0	7,0	8,0	16,0	80,8
		78	10,0	7,0	8,0	19,0	88,8
	*) 175	80	8,0	8,0	15,0	23 et 24	158
		87	15,0	8,0	15,0	33 et 34	193
	*) 200	90	9,0	7,5	14,5	28 et 29	219
		96	15,0	7,5	14,5	38 et 39	259
	**) 200	46 + 56	10,0	9 et 8	15 et 14	34,0	272
		48,5 + 58,5	15,0	9 et 8	15 et 14	42,0	305
	**) 233	47,5 + 58,5	10,0	10 et 8	14 et 15	38,0	357
		50 + 61	15,0	10 et 8	14 et 15	47,0	403
	*) 235	95	9,0	9,0	12,5	32 et 33	297
		100	14,0	9,0	12,5	41 et 42	343
	240	100	9,0	8,0	10,0	33,5	297
		106	15,0	8,0	10,0	44,7	355
	240	115	10,5	9,0	15,0	41,5	392
		121	16,5	9,0	15,0	52,7	450
	**) 248	50 + 65	10,0	9,5 et 9	13 et 11	39,5	362
		52,5 + 67,5	15,0	9,5 et 9	13 et 1	49,5	414
	250	100	10,0	9,0	14,0	37,0	350
		105	15,0	9,0	14,0	46,5	402
	250	130	11	9,0	13,5	46,0	438
		135	16	9,0	13,5	56,0	490
	300	145	11	10,0	13,5	57,0	680
		148	14	10,0	13,5	64,0	725
		mm			°/₀	*kg*	*cm*

*) La pièce peut être commandée en acier. Le premier nombre dans la colonne g a rapport à la pièce en fer, le second à celle en acier.

**) Section non symétrique ; le premier chiffre a rapport à l'aile la plus étroite (à partir de l'axe de l'âme), le second à l'aile la plus large.

t min. est l'épaisseur à l'extrémité des ailes.

La conicité ou l'inclinaison des arêtes intérieures des ailes par rapport aux arêtes extérieures des patins est donnée à 1/2 °/₀ près.

J représente le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie perpendiculaire à l'âme ; $W = \frac{J}{\frac{h}{2}}$ le module de résistance correspondant.

Remarque. Pour chaque hauteur h, le tableau précédent (a) donne deux valeurs pour b et pour d : ce sont les valeurs limites pouvant être livrées par la forge; entre ces valeurs limites, la maison peut livrer toutes les dimensions intermédiaires ; il faut cependant remarquer que la largeur du patin et l'épaisseur de l'âme ne peuvent varier que de quantités égales entre elles.

b. Compagnie anonyme des forges de Châtillon et Commentry.

Fers à ⌶ (fig. 147). Album, édition 1877.

	Hauteur h	Largeur b	Epaisseur de l'âme d	Epaisseur minima des ailes t min	Conicité des arêtes intérieures des ailes en °/₀	Poids approximatif du mètre g	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
Fers à ⌶ symétriques.	80	40,0	3,5	5,5	16,5	6,5	19,7
		46,5	10,0	5,5	16,5	11,0	28,7
	80	55,0	3,5	5,0	15,5	7,5	28,1
		60,0	8,5	5,0	15,5	10,5	33,2
	100	43,0	5,0	5,5	16,0	8,3	31,9
		48,0	10,0	5,5	16,0	12,5	40,7
	100	60,0	4,0	6,0	10,5	10,0	46,8
		65,0	9,0	6,0	10,5	14,0	54,9
	120	45,0	5,0	5,0	20,0	9,5	43,4
		52,5	12,5	5,0	20,0	17,3	65,3
	120	70,0	7,0	9,0	9,5	16,0	84,2
		77,0	14,0	9,0	9,5	22,5	102
	140	47,0	6,0	6,5	17,0	12,5	61,0
		54,5	13,5	6,5	17,0	21,3	91,5
	140	80,0	8,0	8,0	22,0	22,3	132
		84,0	12,0	8,0	22,0	26,5	145
	160	48,0	6,5	6,5	17,0	13,6	79,6
		57,5	16,0	6,5	17,0	26,7	118
	160	120,0	10,0	13,0 *)	?	34,5	237
	160	125,0	15,0	11,0	7,0	41,6	254
	160	128,0	18,0	9,0	14,5	43,5	280
	170	100,0	10,0	9,0	6,5	28,9	190
		105,0	15,0	9,0	6,5	35,0	225
	175	80,0	8,0	7,5	8,5	19,0	139
		85,0	13,0	7,5	8,5	26,2	165
	180	55,0	7,5	8,0	15,0	20,0	121
		63,5	16,0	8,0	15,0	31,6	167
	180	70,0	8,0	9,0	19,0	22,0	173
		78,0	16,0	9,0	19,0	33,0	215
	180	100,0	8,0	12,5 *)	?	29,0	220
		104,0	12,0	12,5 *)	?	34,5	250
	200	60,0	8,0	8,5	25,0	23,0	171
		68,0	16,0	8,5	25,0	38,0	225

*) Les nombres marqués d'un astérisque donnent les épaisseurs moyennes des ailes et non les épaisseurs minima

	Hauteur	Largeur	Epaisseur de l'âme	Epaisseur minima des ailes	Conicité des arêtes intérieures des ailes	Poids approximatif du mètre	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
	h	b	d	t min	en °/₀	g	
Fers à H symétriques.	200	110,0	8,0	9,0	15,5	33,0	307
		117,0	15,0	9,0	15,5	43,7	342
	200	200,0	12,0	12,0	14,0	70,0	650
		203,0	15,0	12,0	14,0	74,0	670
	220	64,0	8,0	8,0	25,0	25,0	199
		72,0	16,0	8,0	25,0	40,0	265
	220	95,0	9,0	9,0	21,0	33,6	314
		100,0	14,0	9,0	21,0	40,5	346
	235	95,0	10,0	10,5	10,0	35,0	338
		100,0	15,5	10,5	10,0	44,0	377
	248	127,0	10,0	11,0	12,0	46,0	478
		131,0	14,0	11,0	12,0	54,0	531
	250	100,0	10,0	9,0	15,0	36,3	358
		107,0	17,0	9,0	15,0	49,9	431
	260	69,0	10,0	9,0	24,0	31,5	282
		79,0	20,0	9,0	24,0	50,0	397
	260	117,0	9,0	11,0	15,0	43,0	480
		122,0	14,0	11,0	15,0	51,0	536
	300	130,0	10,0	14,0	13,5	56,0	751
		134,0	14,0	14,0	13,5	66,0	811
	300	135,0	10,5	11,0	16,5	57,0	695
	300	145,0	11,0	9,5	13,0	57,0	680
	350	150,0	14,0	18,0	14,0	84,3	1223
		152,0	16,0	18,0	14,0	89,8	1264
Fers à H dissymétriques.	166	50+66	13,0	13 *)	?	40,0	270
		53+68	18,0	13 *)	?	46,0	293
	172	40+30	8,0	9 *)	?	22,5	164
		42,5+52,5	13,0	9 *)	?	29,0	190
	200	46+56	10,0	9 et 8	15 et 14,5	32,0	259
		49,5+59,5	17,0	9 et 8	15 et 14,5	43,0	307
	250	50+65	10,0	9 et 7	13,5et13,5	38,5	392
		53+68	16,0	9 et 7	13,5et13,5	50,0	448
		mm			°/₀	*kg*	*cm*

J représente le moment d'inertie par rapport à l'axe de symétrie perpendiculaire à l'âme ; $W = J : \frac{h}{2}$ le module de résistance correspondant.

Lorsqu'en regard d'une valeur de h, se trouvent deux valeurs de b, t, etc., la forge peut livrer toutes les dimensions intermédiaires en tenant compte de la remarque ci-contre.

*) Les nombres marqués d'un astérisque donnent les épaisseurs moyennes des ailes et non les épaisseurs minima.

c. Compagnie des hauts-fourneaux, forge et chantiers de la marine et des chemins de fer (Saint-Chamond).

Profils à double T (Fer ou Acier).
Album, édition 1884 (v. fig. 147).

N°	Hauteur	Largeur	Ame	Ailes		Poids approximatif du mètre	Module de résistance $W = J : \frac{h}{2}$
			épaisseur	Epaisseur à la naissance des congés	Epaisseur à la naissance des arrondis		
	h	b	d	$t\,c$	$t\,\min$	q	
1	175	80	8	12	8	23,5	166
2	200	90	9	13	8	28,0	235
3	204	135	16	17	17	62,5	481
4	220	170	25	24	24	101,5	835
5	235	95	9	15	9	34,0	309
6	253	120	17	28	20	75,0	690
7	255	106	10	16	9	38,2	396
8	280	120	10	14	10	45,5	527
9	280	200	30	30	30	149,0	1759
10	300	130	14	18	14	62,5	681
11	300	145	11	17	11	55,5	701
12	335	210	33	33	33	181,3	2213
13	350	146	11	18	14	85,9	914
14	385	200	44	44	44	247,0	3172
15	400	200	16	18	14	110,0	1800
16	430	205	35	35	35	225,7	3200
17	500	200	17	24	24	140,5	2899
18	515	210	35	40	40	260,0	4610
19	660	188	28	35	35	240,0	5351
			mm			kg	cm

La forge peut fournir ces profils avec surépaisseur à l'âme ; la largeur des patins est augmentée de la même quantité.

8. *Tableau des moments d'inertie et des modules de résistance des sections annulaires.*

Remarque Le nombre supérieur (le plus grand) donne le moment d'inertie J, l'inférieur le module de résistance W; (pour ces deux nombres le centimètre est pris pour unité).



D en cent.	Epaisseur de paroi δ								
	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5
10	327,1 65.42	373,0 74,59	408,5 81,70	427,3 85,45					
11	450,2 81,85	517,6 94,11	571,5 103,9	600,8 109,2	625,6 113,8				
12	601,0 100,2	695,8 116,0	773,5 128,9	816,8 136,1	854,1 142,4	900,0 150,0			

D en cent.	Epaisseur de paroi δ								
	1,2	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5
13	782,3 120,3	911,1 140,2	1019 156,8	1080 166,1	1134 174,4	1201 184,8			
14	996,9 142,4	1167 166,7	1311 187,4	1395 199,3	1469 209,9	1564 223,4			
15	1248 166,4	1467 195,6	1656 220,8	1766 235,5	1866 248,8	1994 265,9	2102 280,2		
16	1538 192,2	1815 226,9	2056 257,1	2199 274,9	2329 291,1	2498 312,3	2643 330,3		
17	1869 219,9	2214 260,5	2517 296,1	2698 317,4	2863 336,8	3082 362,6	3271 384,8	3381 397,8	
18	2246 249,5	2668 296,4	3042 338,0	3267 363,0	3475 386,1	3751 416,8	3992 443,6	4135 459,5	
19		3180 334,8	3636 382,8	3912 411,8	4168 438,7	4511 474,9	4814 506,8	4995 525,8	
20		3754 375,4	4303 430,3	4637 463,7	4948 494,8	5369 536,9	5743 574,3	5968 596,8	6452 645,2
22,5			6319 561,7	6831 607,2	7311 650,0	7977 709,0	8576 762,3	8942 794,9	9747 866,4
25			8880 710,4	9628 770,2	10334 827,0	11320 905,7	12222 977,7	12778 1022	14022 1122
27,5				13102 952,9	14095 1025	15493 1127	16782 1221	17585 1279	19397 1411
30				17327 1155	18676 1246	20586 1372	22359 1491	23472 1565	26021 1735
32,5				22377 1377	24157 1487	26688 1643	29058 1788	30554 1880	34005 2093
35				28325 1619	30619 1750	33896 1937	36983 2114	38938 2225	43484 2485
37,5				35245 1880	38145 2035	42301 2256	46237 2466	48736 2599	54588 2912
40				43210 2161	46813 2341	51995 2600	56917 2846	60058 3003	67440 3372



9. *Tableau des moments d'inertie J et des modules de résistances W des sections circulaires, en fonction du diamètre d.*

d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$
1	0,0491	0,0982	8	201,1	50,27	15	2485	331,3
2	0,7854	0,7854	9	322,1	71,57	16	3217	402,1
3	3,976	2,651	10	490,9	98,17	17	4100	482,3
4	12,57	6,283	11	718,7	130,7	18	5153	572,6
5	30,68	12,27	12	1018	169,6	19	6397	673,4
6	63,62	21,21	13	1402	215,7	20	7854	785,4
7	117,9	33,67	14	1886	269,4	21	9547	909,2

d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$
22	11499	1045	49	282979	11550	76	1037662	43096
23	13737	1194	50	306796	12272	77	1725571	44820
24	16286	1357	51	332086	13023	78	1816972	46589
25	19175	1534	52	358908	13804	79	1911967	48404
26	22432	1726	53	387323	14616	80	2010619	50265
27	26087	1932	54	417393	15459	81	2113051	52174
28	30172	2155	55	449180	16334	82	2219347	54130
29	34719	2394	56	482750	17241	83	2329605	56135
30	39761	2651	57	518166	18181	84	2443920	58189
31	45333	2925	58	555497	19155	85	2562392	60292
32	51472	3217	59	594810	20163	86	2685120	62445
33	58214	3528	60	636172	21206	87	2812205	64648
34	65597	3859	61	679651	22284	88	2943748	66903
35	73662	4209	62	725332	23398	89	3079853	69210
36	82448	4580	63	773272	24548	90	3220623	71569
37	91998	4973	64	823550	25736	91	3366165	73982
38	102354	5387	65	876240	26961	92	3516586	76448
39	113561	5824	66	931420	28225	93	3671992	78968
40	125664	6283	67	989166	29527	94	3832492	81542
41	138709	6766	68	1049556	30869	95	3998198	84173
42	152745	7274	69	1112660	32251	96	4169220	86859
43	167820	7806	70	1178588	33674	97	4345671	89601
44	183984	8363	71	1247393	35138	98	4527664	92401
45	201289	8946	72	1319167	36644	99	4715315	95259
46	219787	9556	73	1393995	38192	100	4908738	98175
47	239531	10193	74	1471963	39783			
48	260576	10857	75	1553156	41417			

10. *Tableau des modules de résistance de tôles ondulées* *).
(Fig. 149 et 150).

Fig. 149.

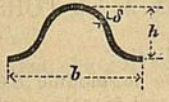
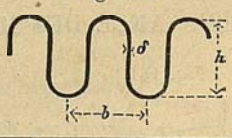


Fig. 150.



	$\frac{b}{h}$	h	b	$\frac{W}{\delta}$	Modules de résistance pour 1 m de large et pour δ = 1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7 mm
Figure 149.	2,5	20	50	6,6	6,6	9,9	13,2	—	—	—	—	—	—
		40	100	13,8	13,8	21,7	27,6	34,5	41,4	—	—	—	—
		60	150	20,6	—	30,9	41,2	51,5	61,8	82,4	—	—	—
		80	200	27,5	—	—	55,0	68,7	82,5	110,0	138,5	—	—
		100	250	34,4	—	—	—	86,0	103,2	137,6	172,0	206,4	—
		120	300	46,3	—	—	—	—	123,9	165,2	206,5	247,8	289,1

*) Winkler, *Ponts en fer*, cahier IV, édition II.

	$\frac{b}{h}$	h	b	$\frac{W}{\delta}$	Modules de résistance pour 1 m de large et pour δ =							
					1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7 mm
Figure 149.	2,0	40	80	15,3	15,9	22,9	30,6	38,3	—	—	—	—	—
		60	120	22,9	22,3	34,3	45,8	57,3	68,7	—	—	—	—
		80	160	30,5	—	45,7	61,0	76,3	94,5	122,0	—	—	—
		100	200	38,2	—	—	76,4	95,5	114,6	152,8	191,0	—	—
		120	240	45,8	—	—	—	114,5	137,9	183,2	229,0	274,8	—
Figure 150.	1,5	40	60	17,8	17,8	26,7	35,6	—	—	—	—	—	—
		60	90	26,6	26,6	39,9	53,2	66,5	—	—	—	—	—
		80	120	35,5	35,5	53,2	71,0	88,8	106,5	—	—	—	—
		100	150	44,4	—	66,6	88,8	111,0	133,2	177,6	—	—	—
		120	180	53,3	—	—	106,6	133,2	159,9	213,2	266,5	—	—
	1,0	60	60	34,1	34,1	51,1	68,2	—	—	—	—	—	—
		80	80	45,4	45,4	68,1	90,8	113,5	—	—	—	—	—
		100	100	56,9	56,9	85,3	113,8	142,3	170,7	—	—	—	—
		120	120	68,3	—	102,4	136,6	170,8	204,9	273,2	—	—	—
	0,83	120	100	77,5	77,5	116,5	155,0	193,8	232,5	310,0	—	—	—
		mm		*cm*					*cm*				

Dans le tableau précédent.

δ désignant l'épaisseur de la tôle en *mm*,

b le pas de l'onde en *mm*,

h la hauteur de la ligne moyenne de l'onde en *mm*,

$h' = h + \delta$ la hauteur totale de la tôle ($\backsim 1{,}05h$),

le moment d'inertie est approximativement

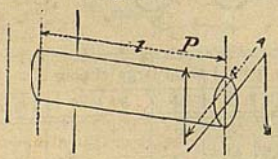
$$J = \left(0{,}103 + 0{,}186\,\frac{h}{b}\right) h^2\delta,$$

et le module de résistance,

$$W = \frac{2J}{h'} = \left(0{,}196 + 0{,}354\,\frac{h}{b}\right) h\delta.$$

VI. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX A LA TORSION *)

Fig. 151.



Dans ce qui suit :

G représente le module d'élasticité pour cisaillement (appelé aussi coefficient ou module de torsion) (v. pages 246, 247),

N le nombre de chevaux-vapeur à transmettre,

P la force extérieure produisant la torsion, en *kg*,

R le bras de levier de P en m mesuré normalement à l'axe de torsion.

*) Grashof, *Résistance des matériaux.*

r le bras de levier de P en cm, mesuré normalement à l'axe de torsion.

$J_p = J_1 + J_2$ le moment d'inertie polaire par rapport à l'axe passant par le centre de gravité (Explications, page 164).

a le côté de la section carrée en cm,

b et h la largeur et la hauteur de la section rectangulaire, ou bien le petit et le grand axe de la section elliptique, en cm,

d le diamètre de la section circulaire en cm,

t la charge admissible de cisaillement en kg par cm

l la longueur du corps soumis à la torsion,

n le nombre de tours par minute,

ψ l'angle de torsion correspondant à la longueur l.

Si N et n sont donnés, on a les expressions suivantes pour déterminer la valeur du moment de torsion :

$$PR = 716{,}2\,\frac{N}{n}; \qquad \sqrt{PR} = 26{,}76\sqrt{\frac{N}{n}}; \qquad \sqrt[3]{PR} = 8{,}947\sqrt[3]{\frac{N}{n}};$$

$$Pr = 71619{,}7\,\frac{N}{n}; \qquad \sqrt{Pr} = 267{,}6\sqrt{\frac{N}{n}}; \qquad \sqrt[3]{Pr} = 41{,}53\sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

a. Charges ou tensions admissibles *).

Si la section transversale du corps est :



un cercle : $Pr = \frac{1}{16}\pi d^3 t = 0{,}19635\, d^3 t = 2Wt$ **).



un anneau circulaire : $Pr = \frac{1}{16}\pi \frac{D^4 - d^4}{D} t = 0{,}19635 \frac{D^4 - d^4}{D} t = 2Wt$ ***).



une ellipse : $Pr = \frac{1}{16}\pi b^2 h t = 0{,}19635\, bht.$



un rectangle : $Pr = \frac{2b^2 h}{9} t.$



un carré : $Pr = \frac{2}{9} a^3 t.$

*) Voir tabl. sixième partie, chap. III. *A.*

**) Pour le module de résistance W, voir tabl. partie IV, chap. V, 9, page 306.

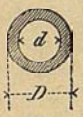
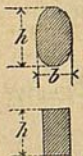
***) Pour le module de résistance W, voir tabl. part. IV, chap. V. 8, page 305.

b. Angle de torsion.

L'angle de torsion (c'est-à-dire l'arc que décrit un point du corps à la distance 1 de l'axe de torsion, lorsque le corps est soumis à un moment de torsion Pr) est donné par la formule :

$$\psi = \alpha \frac{Pr}{\frac{4J_1J_2}{J_1+J_2}G} l.$$

Dans cette formule :
$\alpha = 1$ pour les sections circulaires et annulaires,
$\alpha = 1{,}2$ pour les sections carrées et elliptiques,
$\alpha = 1{,}2$ à $1{,}5$ pour les sections rectangulaires de plus en plus allongées.
On a par conséquent pour :

	le cercle :	$\psi = \frac{Prl}{GJ_p} = \frac{32}{\pi d^4}\frac{Pr}{G} l$	$\psi = 2\frac{t}{G}\frac{l}{d}$
	l'anneau circulaire :	$\psi = \frac{Prl}{GJ_p} = \frac{32}{\pi(D^4-d^4)}\frac{Pr}{G} l$	$\psi = 2\frac{t}{G}\frac{l}{D}$
	l'ellipse :	$\psi = \frac{16}{\pi}\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{Pr}{G} l$	$\psi = \frac{t}{G}\frac{b^2+h^2}{bh^2} l$
	le rectangle :	$\psi = 3\alpha\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{Pr}{G} l$	$\psi = \frac{2}{3}\alpha\frac{t}{G}\frac{b^2+h^2}{bh^2} l$
	le carré :	$\psi = 7{,}2\frac{1}{a^4}\frac{Pr}{G} l$	$\psi = 1{,}6\frac{t}{G}\frac{l}{a}$.

Les formules de la première colonne donnent l'angle de torsion correspondant au moment de torsion Pr, celles de la seconde donnent le même angle de torsion en fonction de la tension de glissement ou de cisaillement t. Pour obtenir les angles de torsion en degrés, il faut multiplier les valeurs ci-dessus par $\frac{180}{\pi}$.

VII. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX SOUMIS A DES EFFORTS COMPOSÉS

Dans ce qui suit :

E représente le module d'élasticité (v. pages 254 et 255),

P la force en *kg* exerçant sur la pièce un effort de traction ou de compression (force axiale),

T la force en *kg* tendant à rompre la pièce au cisaillement (force transversale),

M_f le moment fléchissant, dans une section considérée,

M_t le moment de torsion,

$(M_f)_i$ le moment fléchissant idéal résultant d'un moment fléchissant et d'un moment de torsion,

σ la tension normale au plan de la section (ou tension normale),

τ la tension dans le plan de la section (ou tension tangentielle),

k la tension normale idéale dans la fibre de plus forte traction,

k_1 la tension normale idéale dans la fibre de plus forte compression,

J le moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre,

e et e_1 les distances respectives de la fibre la plus fortement étirée et de la fibre la plus fortement comprimée à l'axe neutre,

W et W_1 les modules de résistance respectivement égaux à $\frac{J}{e}$ et $\frac{J}{e_1}$,

S la section de la pièce,

l sa longueur,

m le coefficient de la contraction transversale ($=4$ pour les métaux).

La tension normale idéale résultant de σ et τ est d'une façon générale :

$$k = \frac{m-1}{2m}\sigma \pm \frac{m+1}{2m}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2};$$

par conséquent pour $m = 4$,

$$k = \tfrac{3}{8}\sigma \pm \tfrac{5}{8}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2};$$

et pour $\sigma = 0$:

$$k = \pm\tfrac{5}{4}\tau \text{ (.. p. 249).}$$

Les combinaisons les plus importantes pour la pratique sont les suivantes :

a. **Traction et flexion.**

$$k = \frac{P}{S} + \frac{M_f}{W},$$

$$k_1 = \frac{P}{S} - \frac{M_f}{W_1}.$$

Cas spéciaux :

1° *Traction excentrée* (fig. 152)

$$k = P\left(\frac{1}{S} + \frac{p}{W}\right),$$

$$k_1 = P\left(\frac{1}{S} - \frac{p}{W_1}\right).$$

2° La barre fait avec la verticale un angle α et est soumise à une force P de direction verticale (fig. 153)

$$k = P\left[\frac{\cos\alpha}{S} + \frac{l \sin\alpha}{W}\right],$$

$$k_1 = P\left[\frac{\cos\alpha}{S} - \frac{l \sin\alpha}{W_1}\right].$$

Fig. 152.

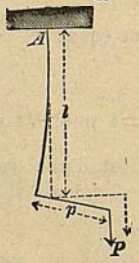


Fig. 153

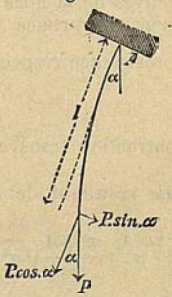
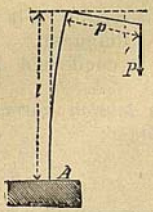


Fig. 154.



Pour la section rectangulaire bh, on a :

$$P = k\frac{bh^2}{6l \sin\alpha + h\cos\alpha}$$

$$P_1 = k_1\frac{bh^2}{6l \sin\alpha - h\cos\alpha}$$

la plus petite de ces valeurs donne la charge pouvant être portée par la pièce. Dans la plupart des cas, on peut négliger le terme $h \cos\alpha$. Alors on a : $P \gtrless P_1$ aussitôt que $k \gtrless k_1$.

b. **Compression et flexion.**

Pour les pièces soumises à un relativement grand M_f et petit P, on a :

$$k = -\frac{P}{S} + \frac{M_f}{W};$$

$$k_1 = -\frac{P}{S} - \frac{M_s}{W_1}.$$

c. **Traction ou compression et cisaillement.**

Tension normale : $\sigma = \pm\frac{P}{S}$;

Tension tangentielle : $\tau = \frac{CT}{S}$,

où C est un coefficient dépendant de la forme de la section, par exemple pour le rectangle $C = \frac{3}{2}$ pour le cercle $\frac{4}{3}$ (v. p. 266)

$$k = +\left(\frac{3}{8}P + \frac{5}{8}\sqrt{P^2 - 4P_1^2}\right)\frac{1}{S}.$$

$$k_1 = -\left(\frac{3}{8}P + \frac{5}{8}\sqrt{P^2 + 4P_1^2}\right)\frac{1}{S}.$$

d. **Compression excentrée** (fig. 154.)

$$k = -P\left[\frac{1}{S} - \frac{p}{W\cos\sqrt{\frac{Pl^2}{EJ}}}\right],$$

$$k_1 = -P\left[\frac{1}{S} + \frac{p}{W_1\cos\sqrt{\frac{Pl^2}{EJ}}}\right].$$

Si l'on pose $\cos\sqrt{\frac{Pl^2}{EJ}} = 1 - \frac{Pl^2}{2EJ}$, on a les *formules approximatives* :

$$k = -P\left[\frac{1}{S} - \frac{pe}{J - \frac{Pl^2}{2E}}\right];$$

$$k_1 = -P\left[\frac{1}{S} + \frac{pe_1}{J - \frac{Pl^2}{2E}}\right].$$

La tension (de traction) k dans la fibre la plus fortement allongée devient nulle lorsque

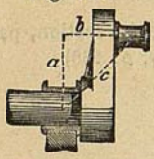
$$p \gtrless \frac{1}{Se}\left[J - \frac{Pl^2}{2E}\right].$$

e. Flexion et torsion.

Supposons qu'un arbre doive résister à un effort de flexion et de torsion. Pour la portion de l'arbre comprise entre deux forces de torsion consécutives, le moment de torsion est constant $= M_t$; supposons que la valeur maxima du moment fléchissant pour la même portion de l'arbre soit M_f, alors on trouve les dimensions de cette portion d'arbre (pour $m = 4$) au moyen de la formule générale :

$$k = \frac{1}{W}\left(\tfrac{3}{8} M_f + \tfrac{5}{8}\sqrt{M_f^2 + M_t^2}\right),$$

Fig. 153.



ou approximativement, si $M_f > M_t$:

$$k = \frac{1}{W}\left(0{,}975 M_f + 0{,}25 M_t\right),$$

si $M_f < M_t$:

$$k = \frac{1}{W}\left(0{,}625 M_f + 0{,}6 M_t\right)$$

Si l'on pose :

$$M_f = Pb$$

$$M_t = Pa$$

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}$$ (voir fig. 155),

la formule ci-dessus peut s'écrire :

$$P\,\frac{3b + 5c}{8} = Wk.$$

VIII. RÉSISTANCE DES PLAQUES *)

Soient :

h l'épaisseur de la plaque, f la plus grande flèche } en mm,

k la charge admissible de la matière

E le module d'élasticité (v. pages 254 et 255) } en kg par mm^2,

p la pression ou le poids spécifique également réparti sur la surface }

P un poids isolé en kg appliqué au milieu de la plaque.

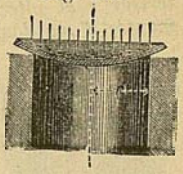
*) Grashof.

1. *Une plaque pleine circulaire est chargée seulement d'un poids spécifique uniformément réparti p.*

a. La plaque repose librement sur les bords d'une ouverture circulaire de rayon r *mm* ; alors on a (fig. 156) :

$$k = \frac{5}{6}\frac{r^2}{h^2}p\,, \qquad f = \frac{9}{5}\frac{pr^4}{Eh^3}\,.$$

Fig. 156.

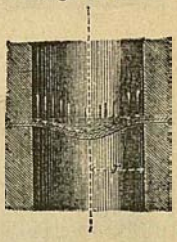


b. La plaque est encastrée sur tout le pourtour de l'ouverture circulaire ; alors on a (fig. 157) :

$$k = \frac{9}{5}\frac{r^2}{h^2}p\,;$$

$$f_{\max} = \frac{1}{6}\frac{pr^4}{Eh^3}\,.$$

Fig. 157.

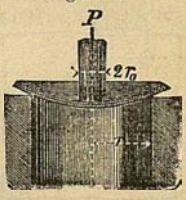


La plaque circulaire pleine est chargée seulement, d'un poids unique P réparti uniformément sur un cercle (ou circonférence) de rayon r_0, concentrique à la plaque.

a. La plaque repose librement sur les bords d'une ouverture circulaire de rayon r ; alors on a (fig. 158) :

$$k = \left(\frac{4}{3}\ln\frac{r}{r_0} + 1\right)\frac{P}{\pi h^2}$$

Fig. 158.



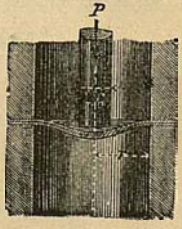
$\frac{r}{r_0} =$	10	20	30	40	50
$k =$	4,07	4,99	5,53	5,92	$6{,}22\,\frac{P}{\pi h^2}$

$$f = \frac{5}{3\pi}\frac{Pr^2}{Eh^3}\,.$$

b. La plaque est encastrée sur tout le pourtour de l'ouverture circulaire (fig. 159), alors

$$k = \frac{4}{3}\ln\frac{r}{r_0}\frac{P}{\pi h^2}$$

Fig. 159.

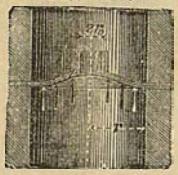


$\frac{r}{r^0} =$	10	20	30	40	50
$k =$	3,07	3,99	4,53	4,92	$5{,}22\,\frac{P}{\pi h^2}$

$$f = \frac{3}{2\pi}\frac{Pr^2}{Eh^3}\,.$$

3. *Une plaque ayant la forme d'un anneau circulaire de rayon extérieur* r *et intérieur* r_0, *est encastrée sur son pourtour et est surmontée d'une douille concentrique circulaire de rayon intérieur* r_0, *dont l'axe est perpendiculaire à la plaque. Cette plaque étant chargée seulement d'un poids spécifique* p, on a (fig. 160) pour :

Fig. 160.



$\frac{r_0}{r} =$	0,1	0,2	0,4
$k =$	1,942	1,781	$1{,}263 \cdot \frac{1}{3} \frac{r^2}{h^2} p$

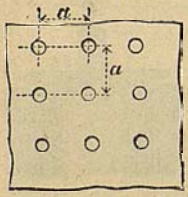
Fig. 161.



4. *Une plaque en forme d'un anneau circulaire est encastrée sur ses contours extérieur et intérieur et est chargée d'un poids spécifique uniformément réparti* p,
on a pour (fig. 161) :

$\frac{r_0}{r} =$	0,3	0,4	0,5
$k =$	0,4557	0,3043	$0{,}1976 \cdot \frac{2}{3} \frac{r^2}{h^2} p$

Fig. 162.



5. *Une plaque, chargée d'un poids spécifique uniformément réparti* p, *est fixée en des points également distants.*
On a (fig. 162) :

$$k = \frac{2}{9} \frac{a^2}{h^2} p, \qquad f = \frac{1}{36} \frac{pa^4}{Eh^3},$$

où a représente la distance entre deux points de fixation consécutifs.

6. *Une plaque rectangulaire de côtés* a *et* b $(a > b)$ *est encastrée suivant ses 4 côtés et est chargée d'un poids spécifique uniformément réparti* p.
On a alors :

$$k = \frac{1}{2} \frac{a^4 \quad b^2}{a^4 + b^4 \; h^2} p, \qquad f = \frac{1}{32} \frac{p}{Eh^3} \frac{a^4 b^4}{a^4 + b^4}.$$

Si la plaque est carrée on a :

$$k = \frac{1}{4} \frac{a^2}{h^2} p, \qquad f = \frac{1}{64} \frac{pa^4}{Eh^3}.$$

IX. RÉSISTANCE DES RESSORTS

REMARQUES GÉNÉRALES

P désigne la charge du ressort,

f la flexion ou flèche correspondant à la charge P ou à la tension k ou t,

l la longueur développée,

n le nombre de spires,

V le volume du ressort,

E, et G ($= 0{,}4\ E$ pour les métaux), voir p. 224.

Les autres notations sont indiquées dans les figures.

Le *travail mécanique* emmagasiné dans un ressort pour une variation de flèche de 0 à f est donné par :

$$T = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{c}\frac{k^2}{E}V,$$

où $c =$ *constante* pour les ressorts de *même* forme, mais *variable* pour les ressorts de forme *différente*.

On a comme conséquence de la formule précédente :

$$V = \tfrac{1}{2}cPf\frac{E}{k^2},$$

c'est-à-dire c donne la valeur relative des *volumes* (ou de la dépense en matière) pour différents ressorts, de même matière, qui pour le même *travail mécanique ont même tension*.

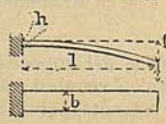
Nous voyons donc que :

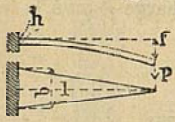
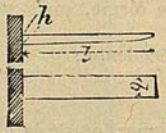
Les ressorts de même *forme* et de même *matière* ont le *même poids*, si pour une même charge ils ont *même tension*.

A. RESSORTS DE FLEXION

a. Ressorts simples (plans).

Tableau des formules nécessaires au calcul de leurs dimensions.

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f =$	$T = \frac{P}{2}f =$
1. Ressort rectangulaire. 	$\frac{1}{6}\frac{bh^2}{l}k$	$\frac{4}{6}\frac{l^3}{bh^3}\frac{P}{E} = \frac{2}{3}\frac{l^2}{h}\frac{k}{E}$	$\frac{1}{18}k^2\frac{V}{E}$

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f =$	$T = \frac{P}{2} f =$
2. Ressort triangulaire. 	$\frac{1}{6} \frac{bh^2}{l} k$	$6 \frac{l^3}{bh^3} \frac{P}{E} = \frac{l^2}{h} \frac{k}{E}$	$\frac{1}{6} \frac{k^2}{E} V$
3. Ressort de forme rectangulaire se rétrécissant suivant une parabole cubique. 	$\frac{1}{6} \frac{bh^2}{l} k$	$6 \frac{l^3}{bh^3} \frac{P}{E} = \frac{l^2}{h} \frac{k}{E}$	$\frac{1}{9} \frac{k^2}{E} V$

Les lignes ou courbes élastiques des deux dernières formes susmentionnées sont des arcs de cercle, c'est pourquoi on les emploie de préférence dans les ressorts composés.

b. Ressorts composés ou à lames superposées.

Si l'on place les uns sur les autres plusieurs des ressorts susmentionnés, on obtient un ressort composé.

Les qualités d'un bon ressort composé doivent être les suivantes :

α. Il doit se rapprocher le plus possible d'un solide d'égale résistance.

β. Il ne faut pas, lors d'une flexion, qu'il se produise des bâillements, c'est-à-dire que les différentes lames qui composent le ressort s'éloignent les unes des autres.

Parmi les ressorts suivants, le premier seul possède les deux qualités susmentionnées, tandis que les autres ne possèdent entièrement que la dernière.

1. Ressort triangulaire composé.

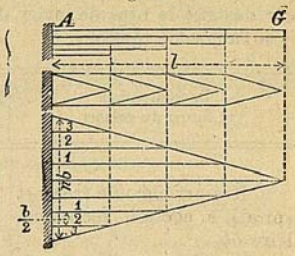
Si on suppose le ressort triangulaire (fig. 163 I) décomposé en un certain nombre de bandes d'égale largeur et qu'on réunisse celles-ci de telle manière qu'elles forment le corps représenté par la figure 163 II, on obtient ainsi un ressort composé ayant la même résistance que le ressort triangulaire simple avec lequel il a été formé.

Au lieu de tailler en forme de triangle les extrémités des différentes lames, on peut les amincir suivant des paraboles cubiques et donner alors à ces lames partout la même largeur ; ou bien :

3. On peut leur donner une forme trapézoïdale. Dans ce cas, l'épaisseur variable des extrémités des différentes lames se détermine au moyen de la formule,

$$z = h \sqrt[3]{\frac{x}{x + \frac{b_1}{b}(\alpha - x)}}$$

Fig. 163.



Voir la signification des lettres dans la figure 165.

Fig. 164.

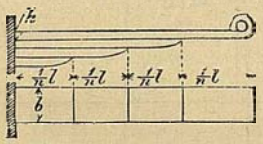
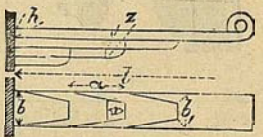
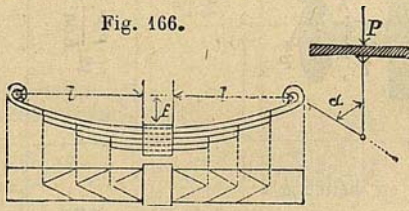


Fig. 165.



Habituellement on réunit en un seul deux ressorts composés d'une des formes précédentes (comme dans fig. 166) et on donne à l'ensemble une légère courbure que l'on peut négliger dans les calculs.

Fig. 166.

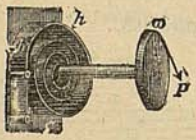
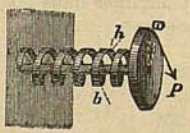
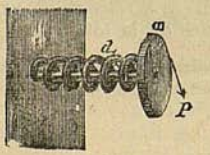


Encore ici la flexion f est proportionnelle à la charge P et varie proportionnellement à la troisième puissance de la longueur l.

Somme des moments $= P(l + f\,tg\alpha)$. La lame supérieure du ressort a à supporter l'effort de traction $H = P\,tg\,\alpha$ et en son milieu l'effort tranchant $= \frac{1}{2} P$.

c. Ressorts de flexion enroulés.

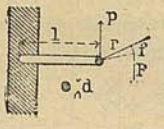
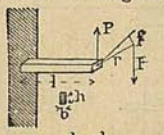
r désigne le bras de levier de P,
ω l'angle de torsion.

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f = r\omega =$	$T = \frac{Pf}{2} =$
1. Ressort enroulé (ressort spiral) à section rectangulaire bh. 	$\frac{bh^2}{6}\frac{k}{r}$	$\frac{Pr^2}{12}\frac{l}{Ebh^3} = 2\frac{rl}{h}\frac{k}{E}$	$\frac{1}{6}\frac{k^2}{E}V$
2. Ressort enroulé (ressort en hélice) à section rectangulaire 	$\frac{bh^2}{6}\frac{k}{r}$	$12\frac{Pr^2}{Ebh^3} = 2\frac{rl}{h}\frac{k}{E}$	$\frac{k^2}{\frac{1}{6}E}V$
3. Ressort en hélice à fil rond. 	$\frac{\pi d^2}{32}\frac{k}{r}$	$\frac{64}{\pi}\frac{Pr^2}{Ed^4} = 2\frac{rl}{h}\frac{k}{E}$	$\frac{k^2}{\frac{1}{8}E}V$

B. RESSORTS DE TORSION

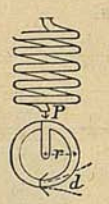
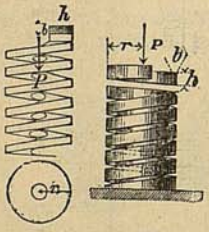
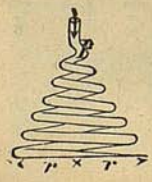
On a
$\alpha = 1{,}2$ pour les sections carrées,
$\alpha = 1{,}2$ à $1{,}5$ pour les sections rectangulaires de plus en plus allongées.

a. Ressorts de torsion rectilignes.

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f = \delta$ $r\omega =$	$T = \frac{Pf}{2} =$
1. Ressort de torsion simple à section circulaire. 	$\frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}t = 2Wt = 0{,}196\,\frac{d^3}{r}t$	$\frac{32 r^2 l}{\pi d^4}\frac{P}{G} = 2\frac{rl}{d}\frac{t}{G}$	$\frac{3}{5}\frac{k^2}{E}V^*)$
2. Ressort de torsion simple à section rectangulaire. 	$\frac{2}{9}\frac{b^2 h}{r}t$	$\alpha \cdot \frac{3 r^2 l}{b^3 h^3}\frac{b^2 + h^2}{G}\frac{P}{} = \alpha \cdot \frac{2}{3} r l \frac{b^2 + h^2}{b^2 h^2}\frac{t}{G}$	$\alpha \cdot \frac{1}{9}(a^2 + 1)\frac{k^2}{E}V^*)$

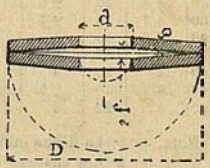
*) Pour les métaux $\frac{k^2}{E} = \frac{5}{8}\frac{t^2}{G}$; pour le bois $\frac{k^2}{E} = \frac{5}{10}\frac{t^2}{G}$.

b. Ressorts de torsion enroulés.

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f =$	$T = \frac{Pf}{2} =$
3. Ressort héliçoïdal à fil rond. 	$\frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}t = 2\,\frac{W}{r}l = 0{,}196\,\frac{d^3}{r}t$	$\frac{64\,n r^3 P}{d^4 G} = \frac{4\,\pi n r^2}{d}\frac{t}{G}$	$\frac{k^2}{8}\frac{V}{E}$
4. Ressort héliçoïdal à lame plate. 	$\frac{2}{9}\frac{b^2 h}{r}t$	$\alpha \cdot 6\pi n r^3 \frac{b^2+h^2}{b^3 h^3}\frac{P}{G}$ $= \alpha \cdot \frac{4}{3}\pi n r^2 \frac{b^2+h^2}{bh^2}\frac{t}{G}$	$\alpha \cdot \frac{1}{9}(a^2+1)\frac{k^2}{E}V$
5. Ressort conique à fil rond. 	$\frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}t = 2\,\frac{W}{r}l = 0{,}196\,\frac{d^3}{r}t$	$\frac{16\,r^2 l}{\pi}\frac{P}{d^4 G} = \frac{r l}{d}\frac{t}{G}$	$\frac{1}{3}\frac{k^2}{E}V$

Dénomination et forme du ressort.	$P =$	$f =$	$T = \frac{Pf}{2} =$
6. Ressort conique à lame plate. 	$\frac{2}{9}\frac{b^2h}{r}\,t$	$\alpha.\frac{3}{2}\frac{r^2l(b^2+h^2)}{b^3h^3}\frac{P}{G} = \alpha.\frac{1}{3}\frac{r^2l(b^2+h^2)}{bh^2}\frac{t}{G}$	$\alpha.\frac{1}{18}(a^2+1)\frac{h^2}{E}V$

c. **Rondelles Belleville de la Compagnie des Hauts-Fourneaux, forges et aciéries de la marine et des chemins de fer (Album, édition 1884).**



(Unités : *kg* et *mm*).

D	e	d	f	Charge d'aplatissement	Poids d'une rondelle	D	e	d	f	Charge d'aplatissement	Poids d'une rondelle
					k.						k.
280	17	86	5,5	30000	7,580	160	6,5	52	5,5	6500	0,935
280	17	80	5,5	30000	7,687	160	6,1	71	4,35	5000	0,087
280	16,5	80	5,6	28000	7,460	160	5,9	60	4,8	5000	0,815
250	15	70	5	23000	5,426	150	7	56	4	7500	0,851
250	14,7	70	5	22000	5,317	150	6,5	38	4	6600	0,859
220	11	60	5,6	22000	3,094	150	6,5	50	4	6500	0,816
220	10,5	60	5,6	18000	2,954	150	6,2	61	4	6000	0,737
204	9,3	56	5,5	12000	2,247	150	6	50	4	6000	0,754
204	9	90	5	10000	1,894	150	6	61	4	5000	0,649
204	8	50	6,1	8000	1,965	140	7	36	3,5	6500	0,804
204	7	56	6,4	6000	1,695	140	6,2	41	4	6000	0,703
200	10	54	5	13000	2,329	140	6	45	4	5000	0,662
170	6,5	68	5	5800	0,990	140	6	60	3,5	4500	0,602
170	3,9	60	6	1300	0,619	140	5	41	4	3900	0,542
165	8	45	4,5	8000	1,266	140	5	36	4	4400	0,575
165	7,5	42	4,5	7000	1,199	140	4,8	60	4	3000	0,487
164	8,75	80	4	11000	1,125	140	3,7	60	4,2	2000	0,377
164	8	45	4,4	8000	1,249	140	5	45	4	3500	0,581
164	5,9	46	5,35	5000	0,918	130	6,2	40	3,5	6000	0,600
160	7	56	4,4	7500	0,987	130	5,4	36	3,3	4000	0,529
160	7,2	60	4,3	8000	0,994	130	5	47	3,5	3000	0,461
160	6,8	71	4,3	7000	0,877	130	5	39	3,5	3200	0,483

D	e	d	f	Charge d'aplatissement	Poids d'une rondelle	D	e	d	f	Charge d'aplatissement	Poids d'une rondelle
					k.						k.
130	3	53	4	1400	0,265	100	3,95	27	3	2500	0,230
130	3,5	56	4	1500	0,302	100	3,80	36	3,3	2500	0,208
120	6	40	3	5500	0,482	100	3	26	3,5	1100	0,175
120	5	36	3,5	3000	0,411	100	2,9	27	3,2	1000	0,169
120	5	42	3,5	3000	0,397	100	2	20	3	700	0,120
120	5	39	3,5	3000	0,404	90	5,5	25	2,2	4500	0,258
120	5	37	3,5	3000	0,409	90	5,2	25	2,2	4200	0,244
120	5	45	3,1	3000	0,388	90	5	25	2,2	3900	0,235
120	4	40	3,5	2100	0,321	90	4	27	2,4	2300	0,185
120	3,8	45	3,5	1500	0,295	90	4	32	2,3	2200	0,178
120	3,8	37	3,7	2000	0,311	90	2,5	26	2,5	700	0,116
120	3	30	4	1150	0,254	80	5,5	25	1,8	5000	0,200
115	6	48	2,8	4500	0,411	80	5	27	1,8	4500	0,178
115	5	45	3	3500	0,351	80	4,3	27	2,0	2500	0,154
110	4	41	2,5	2000	0,262	80	3,7	36	2,2	2000	0,120
100	6	40	2,5	6500	0,317	80	2,5	20	2,2	1000	0,098
100	5	30	2,8	4000	0,285	80	2,5	34	2,0	900	0,084
100	5	31	2,8	4000	0,284	80	2,5	30	2,0	950	0,088
100	4,8	27	2,9	3600	0,284	80	2,5	10	2,2	1000	0,099
100	4,8	36	2,5	3500	0,260	70	3,8	27	2	1000	0,098
100	4,7	46	2,7	3000	0,233	66	2	33	1,6	500	0,041
100	4,5	30	3	3000	0,257	66	3	33	1,6	1000	0,062
100	4,5	26	3	3100	0,260	55	2	16	1,5	540	0,034
100	4	30	3	2600	0,228	60	2,5	20	1,5	1000	0,051
100	4	40	2,9	2500	0,211	28	1 1/2	12	1	300	0,006
100	4	22	3	2600	0,239						

Nota. — 1° La flèche indiquée est celle d'une rondelle.
2° Les charges d'aplatissement et les poids indiqués ne sont qu'approximatifs.

CINQUIÈME PARTIE

STATIQUE DES CONSTRUCTIONS

I. CALCUL DES PONTS ET DES COMBLES *)

1. Détermination des moments fléchissants (M) et des forces verticales (V) dans les poutres reposant librement sur deux appuis.

1. *Charge directe uniformément répartie* :

Soient :

l la distance entre appuis (fig. 167),

g la charge permanente (uniformément répartie), par unité de longueur,

p la charge variable, par unité de longueur,

$g + p = q$ la charge totale, par unité de longueur,

x et x' les distances respectives d'une section C à A et à B,

x'' la distance de la section C au milieu de la poutre,

A la réaction de l'appui de gauche,

B la réaction de l'appui de droite.

Fig. 167.



Fig. 168.

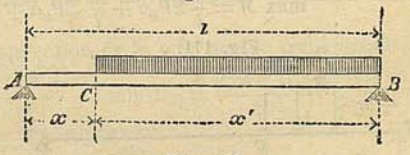
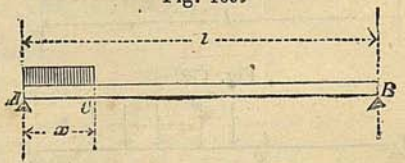


Fig. 169.



*) Littérature : A. Ritter, *Elementar Theorie der Dach-und Brückenconstructionen* ; Laissle et Schübler, *Bau der Brückentrager* ; Winkler, *Vorlesungen über Brückenbau* ; Müller-Breslau, *Vorlesungen über Brückenbau.*

Le moment statique des forces extérieures par rapport à la section C est :

$$\max M = \frac{qxx'}{2}; \qquad \min M = \frac{pxx'}{2};$$

l'effort tranchant a pour valeurs extrêmes :

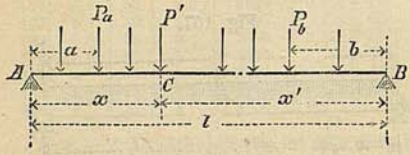
$$\max V = gx'' + \frac{px'^2}{2l};$$

$$\min V = gx'' - \frac{px'^2}{2l};$$

le max. de M a lieu dans le cas du mode de chargement représenté fig. 167 ; le max. de V dans celui fig. 168 ; le min. de V dans celui fig. 169.

2. *Charge directe, répartie en un certain nombre de points.* Les points d'application des charges partielles sont mobiles sur la poutre (train de chemin de fer).

Fig. 170.



Soient :

P_a tout poids à gauche de C (fig. 170),

P_b tout poids à droite de C,

P' la charge sur C,

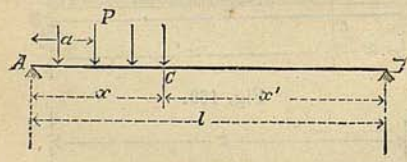
a la distance de P_a à A,

b la distance de P_b à B;

alors pour la section C, on a :

$$\max M = \frac{x}{l}\Sigma P_b b + \frac{x'}{l}\Sigma P_a a + \frac{P'xx'}{l} + \frac{gxx'}{2}.$$

Fig. 171.



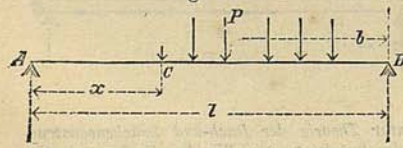
Pour une charge totale de grandeur donnée, il faut, pour que le max. ait lieu, placer en C une charge partielle aussi grande que possible et disposer le système des poids de telle sorte que :

$$\frac{P' + \Sigma P_b}{\Sigma P_a} > \frac{x'}{x}$$

et

$$\frac{\Sigma P_b}{P' + \Sigma P_a} < \frac{x'}{x}.$$

Fig. 172.



Pour éprouver un pont de chemin de fer, il suffit de le faire traverser par un train de marchandises traîné par trois lourdes locomo-

tives. Deux locomotives doivent, dans cette circonstance, être placées cheminée contre cheminée.

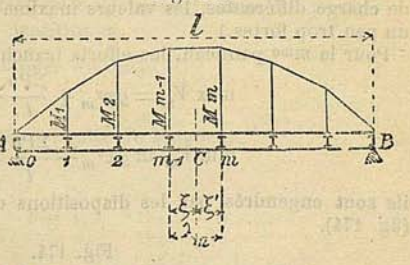
Pour la section C, les efforts tranchants maxima et minima sont

$$\max V = gx'' + \frac{\Sigma Pb}{l} \text{ (fig. 171).}$$

$$\min V = gx'' - \frac{\Sigma Pa}{l} \text{ (fig. 172).}$$

Il faut dans ce cas, pour éprouver le pont, le faire traverser par un train de marchandises traîné par trois locomotives, tournées les trois dans le même sens.

Fig. 173.



3. *Charge indirecte uniformément répartie.* En général, dans les ponts, la charge agit sur des poutres à faible portée reposant sur les poutres principales par l'intermédiaire de poutres transversales.

Soient (fig. 173 et 174) :

0, 1, 2... m les numéros d'ordre des points d'assemblage (points d'application des pièces de pont),

x_m et x'_m les distances respectives du m^{me} montant à A et à B,

λ_m l'ouverture du m^{me} panneau,

x''_m la distance du milieu de ce m^{me} panneau au milieu de la travée principale AB,

On a pour le point d'application de la m^{me} poutre transversale :

$$\max M_m = \frac{q x_m x'_m}{2}, \quad \min M_m = \frac{g x_m x'_m}{2},$$

et pour une section C dans le m^{me} panneau :

$$M = \frac{\xi}{\lambda_m} M_m + \frac{\xi'}{\lambda_m} M_{m-1}.$$

Les efforts tranchants sont :

$$\max V_m = g x''_m + \frac{p x'^2_m}{2(l - \lambda_m)},$$

$$\max V_m = g x''_m - \frac{p x^2_m}{2(l - \lambda_m)}.$$

4. *Charge indirecte par un système de charges concentrées* (train de chemin de fer).

Les moments aux montants se calculent comme si les poutres intermédiaires n'existaient pas.

On a donc (fig. 174 et 172) :

$$\max M_m = \frac{x_m}{l}\Sigma P_b b + \frac{x'_m}{l}\Sigma P_a a + \frac{x_m x'_m}{l}P' + \frac{g x_m x'_m}{2}$$

Pour une section C dans le m^{me} panneau, on a :

$$M = \frac{\xi}{\lambda_m} M_m + \frac{\xi'}{\lambda} M_{m-1}.$$

Si dans cette formule on pose pour M_m et M_{m-1} leurs valeurs maxima, on obtient les valeurs maxima de M. (Comme en général M_m et M_{m-1} atteignent leurs valeurs maxima pour des répartitions de charge différentes, les valeurs maxima de M ainsi obtenues sont un peu trop fortes.)

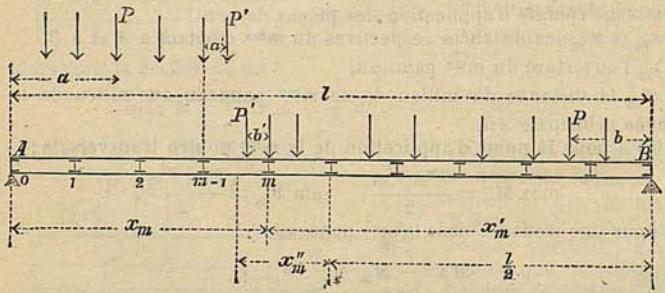
Pour le m^{me} panneau, les efforts tranchants les plus grands sont :

$$\max V_m = g x''_m + \frac{\Sigma P b}{l} - \frac{\Sigma P' b'}{\lambda_m}.$$

$$\min V_m = g x''_m - \frac{\Sigma P a}{l} + \frac{\Sigma P' a'}{\lambda_m};$$

ils sont engendrés par les dispositions de la charge représentées (fig. 174).

Fig. 174.



Le train doit avancer de A ou de B jusque dans le m^{me} panneau.

Les expressions ΣPb et ΣPa ont rapport à toutes les charges partielles, tandis que les expressions $\Sigma P'b'$ et $\Sigma P'a'$ n'ont rapport qu'à celles ayant leur point d'application dans le m^{me} panneau, b' et a' sont les distances respectives de la charge P' aux points d'application des traverses m et $m-1$.

En général, il suffit, pour calculer max. V_m, de considérer les deux cas suivants :

1° la première charge se trouve sur m, et

2° la seconde charge se trouve sur m.

Si l'on place la première charge P_1 sur m, et si l'on trouve

$$\frac{\Sigma P}{P_1} < \frac{l}{\lambda_m},$$

la surcharge la plus défavorable se trouve dans ces circonstances; dans le cas où cette inégalité n'est pas satisfaite, il faut placer la seconde charge au-dessus de m. On procède d'une manière analogue pour le calcul de max. V_m.

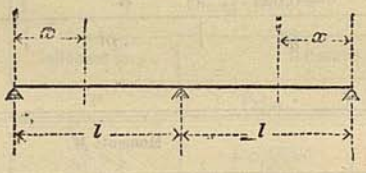
2. Forces verticales et moments fléchissants dans les poutres continues.

(D'après Winkler.)

Soient :
g la charge permanente, pour l'unité de longueur,
p la charge variable — —

1. *Poutre à 3 appuis.*

Fig. 175.



Les efforts tranchants et moments fléchissants extrêmes sont.

$$\max V = +\tfrac{1}{16}\left(1-\frac{x}{l}\right)^2\left(7-2\frac{x}{l}-\frac{x^2}{l^2}\right)pl+\tfrac{1}{8}\left(3-8\frac{x}{l}\right)gl,$$

$$\min V = -\tfrac{1}{16}\left(1+10\frac{x^2}{l^2}-\frac{x^4}{l^4}\right)pl+\tfrac{1}{8}\left(3-8\frac{x}{l}\right)gl.$$

Pour $x < \frac{4}{5}l$, on a :

$$\max M = \tfrac{1}{16}\frac{x}{l}\left(7-8\frac{x}{l}\right)pl^2+\tfrac{1}{8}\frac{x}{l}\left(3-4\frac{x}{l}\right)gl^2,$$

$$\min M = -\tfrac{1}{16}\frac{x}{l}pl^2+\tfrac{1}{8}\frac{x}{l}\left(3-4\frac{x}{l}\right)gl^2;$$

et pour $x > \frac{4}{5}l$:

$$\max M = \tfrac{1}{8}\left(16\frac{x}{l}-4\frac{x^2}{l^2}-20+8\frac{l}{x}\right)pl^2+\tfrac{1}{8}\frac{x}{l}\left(3-4\frac{x}{l}\right)gl^2.$$

$$\min M = -\tfrac{1}{8}\left(13\frac{x}{l}-20+8\frac{l}{x}\right)pl^2+\tfrac{1}{8}\frac{x}{l}\left(3-4\frac{x}{l}\right)gl^2.$$

Pour calculer les différentes valeurs que nous venons de mentionner, on peut se servir des tableaux suivants :

$\frac{x}{l}$	Forces verticales V.		
	Influence de g.	Influence de p.	
	V	$V_{max.}$	$V_{min.}$
0	+0,375	+0,4375	—0,0625
0,1	+0,275	+0,3437	—0,0687
0,2	+0,175	+0,2624	—0,0874
0,3	+0,075	+0,1932	—0,1182
0,375	0	+0,1491	—0,1491
0,4	—0,025	+0,1359	—0,1609
0,5	—0,125	+0,0898	—0,2148
0,6	—0,225	+0,0544	—0,2794
0,7	—0,325	+0,0287	—0,3537
0,8	—0,425	+0,0119	—0,4369
0,9	—0,525	+0,0027	—0,5277
1,0	—0,625	0	—0,6250
	$. gl$	$. pl$	$. pl$

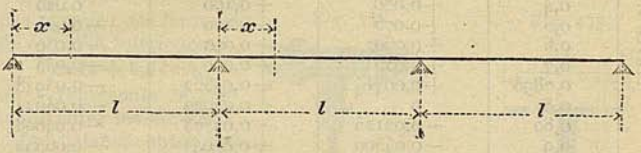
$\frac{x}{l}$	Moments M.		
	Influence de g.	Influence de p.	
	M	$M_{max.}$	$M_{min.}$
0	0	0	0
0,1	+0,0325	+0,03875	—0,00625
0,2	+0,0550	+0,06750	—0,01250
0,3	+0,0675	+0,08625	—0,01875
0,4	+0,0700	+0,09500	—0,02500
0,5	+0,0625	+0,09375	—0,03125
0,6	+0,0450	+0,08250	—0,03750
0,7	+0,0175	+0,06125	—0,04375
0,75	0	+0,04688	—0,04688
0,8	—0,0200	+0,03000	—0,05000
0,85	—0,0425	+0,01523	—0,05773
0,9	—0,0675	+0,00611	—0,07361
0,95	—0,0950	+0,00138	—0,09638
1,0	—0,1250	0	—0,12500
	$. gl^2$	$. pl^2$	$. pl^2$

2. *Poutres à 4 appuis.* Soient :

g la charge permanente } pour l'unité de longueur.
p — variable }
l la longueur d'une travée ou portée.

Les plus grands efforts tranchants et moments, correspondant à différentes sections x, sont à prendre dans les tableaux suivants :

Fig. 176.



	$\frac{x}{l}$	Forces verticales V.		
		Influence de g.	Influence de p.	
		V	$V_{max.}$	$V_{min.}$
Travée I.	0	+0,4	+0,4500	—0,0500
	0,1	+0,3	+0,3560	—0,0563
	0,2	+0,2	+0,2752	—0,0752
	0,3	+0,1	+0,2065	—0,1065
	0,4	0	+0,1496	—0,1496
	0,5	—0,1	+0,1042	—0,2042
	0,6	—0,2	+0,0694	—0,2694
	0,7	—0,3	+0,0443	—0,3443
	0,8	—0,4	+0,0280	—0,4280
	0,9	—0,5	+0,0193	—0,5191
	1,0	—0,6	+0,0167	—0,6167
Travée II.	0	+0,5	+0,5833	—0,0833
	0,1	+0,4	+0,4870	—0,0870
	0,2	+0,3	+0,3991	—0,0991
	0,3	+0,2	+0,3210	—0,1210
	0,4	+0,1	+0,2537	—0,1537
	0,5	0	+0,1979	—0,1979
		$\cdot gl$	$\cdot pl$	$\cdot pl$

	$\frac{x}{l}$	Moments M.		
		Influence de g.	Influence de p.	
		M	Mmax.	Mmin.
Travée I.	0	0	0	0
	0,1	+0,035	+0,040	—0,005
	0,2	+0,060	+0,070	—0,010
	0,3	+0,075	+0,090	—0,015
	0,4	+0,080	+0,100	—0,020
	0,5	+0,075	+0,100	—0,025
	0,6	+0,060	+0,090	—0,030
	0,7	+0,035	+0,070	—0,035
	0,7895	+0,00414	+0,04362	—0,03948
	0,8	0	+0,04022	—0,04022
	0,85	—0,02125	+0,02773	—0,04898
	0,9	—0,04500	+0,02042	—0,06542
	0,95	—0,07125	+0,01706	—0,08831
	1,00	—0,10000	+0,01667	—0,11667
Travée II.	0	—0,10000	+0,01667	—0,11667
	0,05	—0,07625	+0,01408	—0,09033
	0,10	—0,05500	+0,00748	—0,06248
	0,15	—0,03625	+0,02053	—0,05678
	0,20	—0,020	+0,030	—0,050
	0,2764	0	+0,050	—0,050
	0,3	+0,005	+0,055	—0,050
	0,4	+0,020	+0,070	—0,050
	0,5	+0,025	+0,075	—0,050
		$.gl^2$	$.pl^2$	$.pl^2$

3. Poutres en tôle.

1. *Calcul de la section.* Les poutres en fer (fig. 177), se composent d'une tôle verticale ou âme, de cornières et de tôles horizontales ou semelles.

Supposons les semelles enlevées ; en tenant compte des notations de la fig. 178, le *moment d'inertie* de la section,

$$J_0 = \tfrac{1}{12}(b_1h_1^3 - 2\,b_2h_2^3 - 2b_3h_3^3);$$

le *module de résistance*,

$$W_0 = \frac{2J_0}{h_1}$$

et le *moment fléchissant admissible*,

$$M_0 = W_0k,$$

où k représente la tension, ou charge admissible de la matière. Celle-ci, d'après Launhardt et Weyrauch, se pose égale à

$$k = k'\left[1 \pm \tfrac{1}{2}\frac{M'}{M''}\right].$$

où $k' = 700$ à $800\,kg$ par cm^2,

$M' =$ moment fléchissant minimum
$M'' =$ moment fléchissant maximum
} pris en valeur absolue,

Si le moment fléchissant M auquel la section est soumise est plus grand que M_0, le nombre n des semelles à river sur les cornières de chaque côté de la poutre est donné par la formule

$$nf = \frac{M}{kh_1} - \frac{2J_0}{h_1^2},$$

où f représente la section utile d'une semelle.

Il est convenable de ne pas prendre des largeurs de semelles inférieures à

$$b = 15 + 0{,}5\,l\,cm,$$

où l représente la distance entre les appuis.

La distance entre appuis se détermine d'après la distance à franchir (donnée) l'; on prend approximativement:

$$l = 1{,}01\,l' + 0{,}42\,m,$$

et pour la longueur λ des plaques d'appui, on a (d'après Winkler) :

$$\lambda = 0{,}32 + 0{,}007\,l\,m.$$

(Largeur des plaques d'appui $B = 1{,}5b$, épaisseur des plaques d'appui $\delta = 4 + 0{,}09\,l\,mm$.)

Fig. 177.

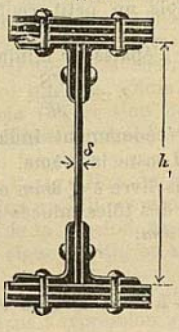
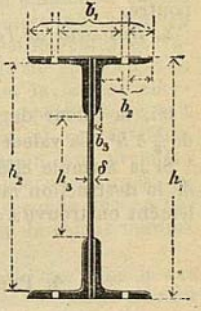


Fig. 178.



2. *Division des rivets* *). Le moment statique de la section des 2 cornières d'une des membrures par rapport à l'axe des fibres invariables, est :

$$S_0 = \tfrac{1}{8}\left[(b_1 - \delta)\,h_1^2 - 2b_2h_2^2 - 2b_3h_3^3\right],$$

b_1 représente la largeur de la membrure moins les trous des rivets.

Si on rive n semelles sur les cornières, de chaque côté de la poutre, le moment statique S d'une des membrures (semelles + cornières fig. 178), par rapport à l'axe neutre, est suffisamment exact, si l'on pose :

$$S = S_0 + nf\frac{h_1}{2}.$$

Par conséquent, on peut écrire :

$$J = J_0 + nf\frac{h_1^2}{2};$$

la distance entre rivets

$$e = \frac{2k\delta J}{V.S}\,d.$$

*) Voir aussi sixième partie, I, D, *Rivets*.

Lorsque la force verticale est alternativement négative et positive, on prend $k = 600\ kg$ par cm^2. Dans le cas contraire, on prend

$$k = 600\left[1 + \tfrac{1}{2}\frac{V'}{V''}\right],$$

où V' représente l'effort tranchant maximum,
V'' — — minimum.

Ces deux forces doivent être prises en valeur absolue. (Quelques constructeurs sont allés jusqu'à $k = 800$, Schwedler pose $k = 550$.)

Si le calcul donne $e > 6d$, on prend $e = 6d$. Si on trouve $e < 2{,}5d$, on doit changer la section des rivets jusqu'à ce qu'on ait $e \geq 2{,}5\ d$. Ceci nécessite quelquefois un petit renforcement de l'âme de la poutre.

3. *Epaisseur de l'âme.* L'épaisseur minima de l'âme est:

$$\delta = \tfrac{5}{4}\frac{VS}{Jk}.$$

Ici, la valeur de S précédemment indiquée doit être augmentée de $\frac{1}{8}\,\delta\ h^2$. La valeur de J reste la même.

Si la formule ci-dessus livre $\delta < 8mm$ on prend $\delta = 8\ mm$ (à cause de la destruction rapide des tôles minces par l'oxydation). Habituellement on trouve $\delta = 10\,mm$.

4. Poutres à demi-treillis et à treillis.

MÉTHODE PAR LES MOMENTS STATIQUES.

(D'après A. Ritter.)

Cette méthode repose sur le théorème de mécanique suivant :

Pour tout système de points en équilibre dans un plan, la somme des moments statiques des forces extérieures par rapport à un point quelconque du plan est égale à zéro.

De ce théorème, dérive la règle suivante pour déterminer les forces intérieures existant dans les différentes parties de la construction :

On suppose la construction décomposée en deux parties par une surface plane ou courbe ne coupant, si c'est possible, que trois barres où les tensions sont inconnues ; on imagine ensuite que les tensions ou charges supportées par ces barres se trouvent adaptées comme forces extérieures aux endroits coupés ; on établit alors, pour toutes les forces extérieures de l'une des deux parties de la construction, la relation des moments statiques, en ayant soin de choisir pour centre des moments le point d'intersection de deux des trois barres coupées ; le choix de ce centre des moments permet de déterminer immédiatement la tension existant dans la troisième barre.

Pour les signes, nous ferons une fois pour toutes les conventions suivantes :

Les moments des forces faisant tourner le système de gauche à droite (dans le sens des aiguilles d'une montre) *seront pris avec le signe positif*, et,

les moments faisant tourner le système de droite à gauche seront pris avec le signe négatif.

Toutes les tensions dans les éléments de la construction seront considérées comme des tractions.

Par conséquent : *Les tensions positives seront réellement des tractions* tandis que *les tensions négatives seront des compressions.*

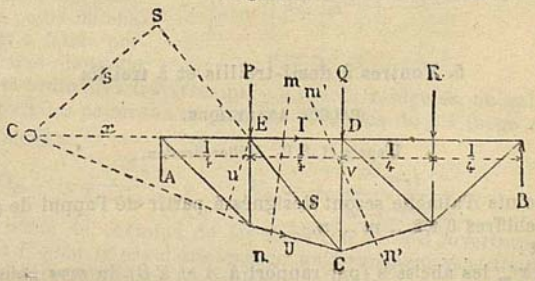
Dans le calcul des combles à deux pentes on admet la charge totale. Dans les autres systèmes de poutres (poutres polygonales), après avoir effectué la séparation des charges permanentes et variables, on suppose d'abord que les points d'attache supportent la charge totale et on ordonne l'expression donnant la tension cherchée de manière que l'influence de chaque charge partielle ne soit exprimée que par un seul terme à signe facilement connaissable. Alors, en négligeant, dans l'expression de la tension, une première fois tous les termes à signe négatif provenant des surcharges, on obtient la valeur maxima de la tension, et une seconde fois en négligeant tous les termes à signe positif, on obtient la valeur minima de la tension.

On n'obtient directement la tension la plus forte que dans le cas où les termes contenus dans l'expression générale de cette tension ont tous le même signe.

Nous allons éclaircir ce procédé par un exemple :

Pour la détermination de la tension S (fig. 179), en faisant la coupe

Fig. 179.



mn et en prenant O comme centre des moments, on obtient la relation suivante :

$$Ss - Ax + P\left(\frac{l}{4} + x\right) = 0.$$

Si l'on remplace A par sa valeur

$$\left(\frac{3P}{4}+\frac{Q}{2}+\frac{R}{4}\right),$$

on a :

$$S=\frac{-P\left(\frac{x}{4}+\frac{l}{4}\right)+\frac{Q}{2}x+\frac{R}{4}x}{s}.$$

Le terme contenant P a pour effet de diminuer la valeur de la tension S tandis que les termes contenant Q et R ont l'effet contraire On a donc.

$$S_{max}=\frac{\frac{Q}{2}x+\frac{R}{4}x}{s}; \qquad S_{min}=\frac{-P\left(\frac{x}{4}+\frac{l}{4}\right)}{s}.$$

Pour les tensions T et U, on obtient en prenant respectivement C et E (points d'intersection des deux autres barres) comme centre des moments :

$$T=\left(-\frac{Pl}{8}-\frac{Ql}{4}-\frac{Rl}{8}\right)\frac{1}{CD}; \qquad U=\left(\frac{3Pl}{16}+\frac{Ql}{8}+\frac{Rl}{16}\right)\frac{1}{u}.$$

Ces relations montrent aussitôt que les deux derniers éléments considérés de la construction ont le plus à supporter pour le cas où la charge est uniformément répartie.

La même méthode permet de déterminer V en faisant la coupe suivant $m'n'$. Le même procédé peut être employé et donne des résultats exacts lorsque deux des trois barres sont parallèles, c'est-à-dire lorsque le centre des moments servant à déterminer la tension dans la troisième barre se trouve à l'infini : dans la relation établie pour S, on fait disparaître les quantités infinies par une simple transformation de la relation.

5. Poutres à demi-treillis et à treillis

CALCUL ANALYTIQUE.

D'après H.-F.B.-. Müller-Breslau.

Les points d'attache seront désignés à partir de l'appui de gauche par les chiffres 0, 1, 2... m ... n.

Soient :

x_m et x'_m les abcisses (par rapport à A et à B) du m^{me} point,

x''_m la distance du milieu du m^{me} panneau au milieu de la poutre,

h_m la longueur de la m^{me} verticale,

d_m la longueur de la m^{me} diagonale,

$\eta_m = \dfrac{x_m x'_m}{2h_m}$,

l la portée de la poutre,

λ_m la longueur du m^{me} panneau,

$e_m = \dfrac{h_m}{\operatorname{tg} \varepsilon_m + \operatorname{tg} \gamma_{m+1}}$,

β_m l'angle d'inclinaison de O_m, sur l'horizontale,

γ_m l'angle d'inclinaison de U_m, sur l'horizontale,

p la charge permanente, par unité de longueur de la portée,

v la charge variable, — —

$q = p + v$ la charge totale, — —

p_s la charge permanente sur la membrure supérieure, et

p_i la charge permanente sur la membrure inférieure.

I. EFFORTS DANS LES MEMBRURES.

Soient (fig. 180) :

O_m la tension dans la membrure supérieure (m^{me} panneau),

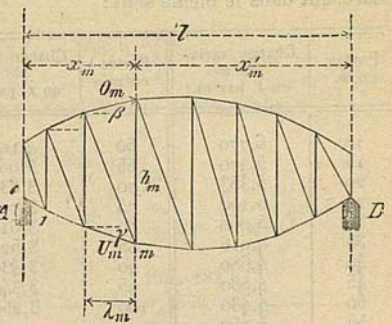
U_m la tension dans la membrure inférieure ;

on a dans le cas d'une charge uniformément répartie :

$O_m = -q\eta_m \operatorname{séc} \beta_m$ *) ;

$U_m = +q\eta_{m-1} \operatorname{séc} \gamma_m$.

Fig. 180.



Dans les ponts de chemins de fer à faible portée, ainsi que dans les petits ponts ordinaires traversés par de lourds véhicules, on calcule M_m pour tous les panneaux d'après les formules du § 4 (page 328), et on pose alors :

$$O_m = -\frac{M_m}{h_m \cos \beta_m}; \qquad U_m = +\frac{M_{m-1}}{h_{m-1} \cos \gamma_m}.$$

Dans les ponts de chemins de fer d'environ 20 m d'ouverture, on calcule O et U pour le cas d'une charge uniformément répartie dont la valeur est à prendre dans les tableaux suivants.

*) $\operatorname{séc} \beta = \dfrac{1}{\cos \beta}$.

D'après *Heinzerling*, on a par *voie* :

1. Pour un train de marchandises traîné par 3 locomotives (Semmering) marchant dans le même sens :

Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t.* par *m*	Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t.* par *m.*	Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t.* par *m.*
10	7,960	60	4,380	105	3,393
15	6,160	65	4,245	110	3,317
20	6,090	70	4,110	115	3,247
25	5,747	75	3,990	120	3,178
30	5,670	80	3,870	125	3,113
35	5,490	85	3,765	130	3,049
40	5,250	90	3,660	135	2,990
45	5,000	95	3,565	140	2.932
50	4,830	100	3,470	150	2,835
55	4,605				

2. Pour un train de marchandises traîné par 3 locomotives-tenders marchant dans le même sens :

Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t.* par *m*	Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t.* par *m.*	Portée en *m.*	Charge variable *v* en *t* par *m.*
10	6,770	60	4,100	105	3,175
15	5,470	65	3,965	110	3,100
20	5,353	70	3,830	115	3,035
25	5,150	75	3,720	120	2,970
30	5,060	80	3,610	125	2.910
35	4,916	85	3,520	130	2,850
40	4,680	90	3,430	135	2,795
45	4,580	95	3,340	140	2,740
50	4,430	100	3,250	150	2,650
55	4,250				

Les formules données dans les différents ouvrages pour la détermination du poids propre des ponts sont vicieuses toutes les fois qu'elles ne font dépendre ce poids que de la longueur du pont *).

II. EFFORTS DANS LES DIAGONALES ET LES VERTICALES

D_m représente la tension dans la m^{me} diagonale,

V_m celle dans la m^{me} verticale.

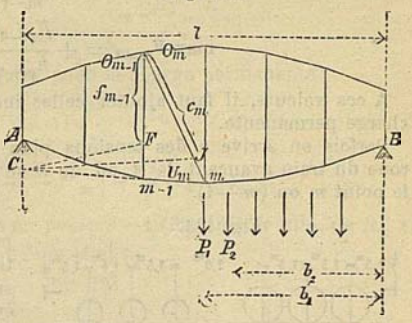
*) V. *Appendice.*

a) Ponts chargés sur la membrure inférieure. Ponts de chemins de fer.

Si la charge avance de B jusqu'au point m, le max. de D_m et le min. de V_{m-1} se produisent en même temps.

Si l'on prolonge U_m jusqu'au point C sur la verticale passant par le point d'appui A (fig. 181), et si l'on tire $CJ \parallel O_m$ et $CF \parallel O_{m-1}$, on détermine sur la m^{me} diagonale et la $(m-1)^{me}$ verticale deux segments qui sont respectivement c_m et f_{m-1}. On a alors :

Fig. 181.



$$\max D_m = \frac{c_m}{h_{m-1}} \frac{\Sigma P b}{l}.$$

$$\min V_{m-1} = -\frac{f_{m-1}}{h_{m-1}} \frac{\Sigma P b}{l}.$$

A ces valeurs il faut ajouter pour la charge permanente

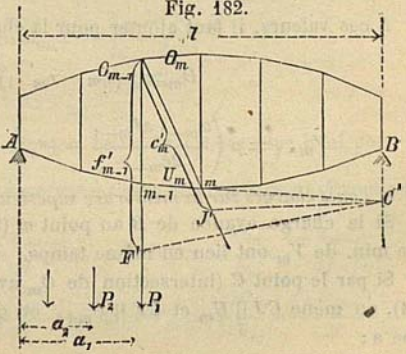
$$D_m = p\,(\eta_m - \eta_{m-1})\,\frac{d_m}{\lambda_m}$$

$$V_{m-1} = p\left(\frac{x_{m-1}\,x'_{m-1}}{2\,e_{m-1}} - x''_m\right) - \frac{p_0}{2}\,(\lambda_m + \lambda_{m-1}).$$

Si la charge avance de A au point $(m-1)$ (fig. 182), le min. de D_m et le max. de V_{m-1} se produisent en même temps.

Si par le point C' (intersection de U_m avec la verticale passant par B), on mène $C'J' \parallel O_m$ et $C'F' \parallel O_{m-1}$, et que l'on mesure c'_m et f'_{m-1}, on a :

Fig. 182.



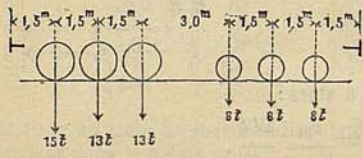
$$\min D_m = -\frac{c'_m}{h_{m-1}} \frac{\Sigma Pa}{l},$$

$$\max V_{m-1} = +\frac{f'_{m-1}}{h_{m-1}} \frac{\Sigma Pa}{l}.$$

A ces valeurs, il faut ajouter celles indiquées plus haut pour la charge permanente.

Parfois on arrive à des tensions plus fortes lorsque la seconde roue du train avançant de A ou de B se trouve respectivement sur le point m ou $(m-1)$.

Fig. 183.



Lorsque la charge sur le premier axe de la locomotive est supérieure à celle sur les autres axes, il faut éviter les calculs trop minutieux. On prend pour le calcul, l'écartement des essieux (fig. 183).

(Les calculs subtils sont sans valeur ; car ils supposent toujours les charges sur les axes lorsque la locomotive est au repos, tandis que ces charges changent à chaque instant pendant le mouvement.)

b. Ponts chargés sur la membrure inférieure. Charge uniformément répartie :

$$\max D_m = +\frac{c_m}{h_{m-1}} v \frac{x'_m x'_{m-1}}{2l}, \quad \min D_m = -\frac{c'_m}{h_{m-1}} v \frac{x_m x_{m-1}}{2l};$$

$$\min V_{m-1} = -\frac{f_{m-1}}{h_{m-1}} v \frac{x'_m x'_{m-1}}{2l}, \quad \max V_{m-1} = +\frac{f'_{m-1}}{h_{m-1}} v \frac{x_m x_{m-1}}{2l}.$$

A ces valeurs, il faut ajouter pour la charge permanente :

$$D_m = p(\eta_m - \eta_{m-1}) \frac{d_m}{\lambda_m},$$

$$V_{m-1} = p\left(\frac{x_{m-1} x'_{m-1}}{2e_{m-1}} - x''_m\right) - \frac{p_s}{2}(\lambda_m + \lambda_{m-1}).$$

c. Ponts chargés sur la membrure supérieure. Ponts de chemins de fer.

Si la charge avance de B au point m (fig. 184), le max. de D_m et le min. de V_m ont lieu en même temps.

Si par le point C (intersection de O_m avec la verticale passant par A), on mène $CJ \parallel U_m$ et $CF \parallel U_{m+1}$ et que l'on mesure c_m et f_m, on a :

$$\max D_m = \frac{c_m}{h_m}\frac{\Sigma Pb}{l},$$

$$\min V_m = -\frac{f_m}{h_m}\frac{\Sigma Pb}{l}.$$

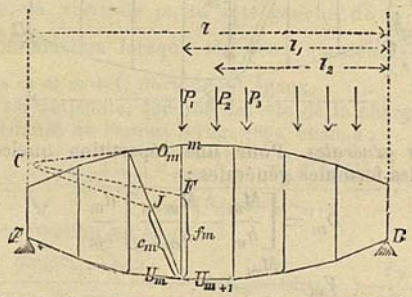
A ces valeurs, il faut ajouter pour la charge permanente :

$$D_m = p\,(r_m - r_{m-1})\,\frac{d_m}{\lambda_m}.$$

$$V_m = p\left(\frac{x_m\,x'_m}{2e_m} - x''_m\right) + \frac{p_i}{2}(\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

Si la charge avance de A au point $m-1$ (fig. 185), le min. de D_m et le max. de V_m ont lieu en même temps.

Fig. 184.



Si par le point C' (intersection de O_m avec la verticale passant par A) on mène $C'J' \parallel U_m$ et $C'F' \parallel U_{m+1}$ et que l'on mesure c'_m et f'_m, on a :

$$\min D_m = -\frac{c'_m}{h_m}\frac{\Sigma Pa}{l},$$

$$\max V_m = \frac{f'_m}{h_m}\frac{\Sigma Pa}{l}.$$

A ces valeurs, il faut ajouter celles indiquées plus haut pour la charge permanente.

d. Ponts chargés sur la membrure supérieure. Charge uniformément répartie :

$$\max D_m = +\frac{c_m}{h_m}\,v\,\frac{x_m\,x'_{m-1}}{2l}, \qquad \min D_m = -\frac{c'_m}{h_m}\,v\,\frac{x_m\,x_{m-1}}{2l},$$

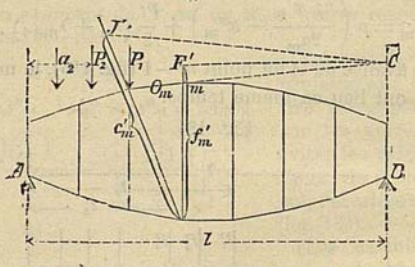
$$\min V_m = -\frac{f_m}{h_m}\,v\,\frac{x_m\,x'_{m-1}}{2l}, \qquad \max V_m = +\frac{f'_m}{h_m}\,v\,\frac{x_m\,x_{m-1}}{2l}.$$

Les valeurs de c_m, c'_m, f_m, f'_m sont à prendre dans les fig. 184 et 185. Pour la charge permanente, il faut ajouter :

$$D_m = p\,(\eta_m - \eta_{m-1})\,\frac{d_m}{\lambda_m},$$

$$V_m = p\left(\frac{x_m x'_m}{2e_m} - x''_m\right) + \frac{p_i}{2}\,(\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

Fig. 185.



c. Formules générales. Pour une répartition quelconque de la charge, on a les formules générales :

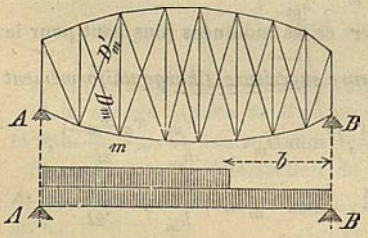
$$D_m = \left[\frac{M_m}{h_m} - \frac{M_{m-1}}{h_{m-1}}\right]\frac{d_m}{\lambda_m},$$

$$V_m = \frac{M_m}{e_m} - T.$$

T représente la résultante des forces extérieures (charge et réaction) agissant à gauche de la coupe passant par O_m, U_{m+1} et V_m. La direction de bas en haut est considérée comme positive.

III. POUTRES A TREILLIS (DIAGONALES ET CONTRE-DIAGONALES).

Fig. 186.



Si la diagonale d'un panneau de la poutre est alternativement comprimée et étirée, on la remplace ordinairement par deux diagonales en croix appelées à supporter seulement des tractions ou seulement des compressions. Il vaut mieux ne faire supporter que des tractions (fig. 186).

La diagonale supportant la tension pour la charge totale s'appelle diagonale principale ; l'autre, diagonale secondaire ou contre-diagonale. La contre-diagonale entre en scène aussitôt que la diagonale principale se relâche par suite du changement de direction de la tension (c'est-à-dire lorsque la traction se change en compression) ; on a :

$$\max D'_m \cos \varphi'_m = - \min D_m \cos \varphi_m ,$$

où φ_m représente l'inclinaison de la m^{me} diagonale sur l'horizontale. Ce qui diffère du procédé développé dans 2, c'est la détermination des plus grands efforts de traction engendrés dans les verticales auxquelles aboutissent une ou deux contre-diagonales.

Nous ferons l'hypothèse que la moitié de gauche de la poutre a pour diagonales principales celles montant de droite à gauche, et la moitié de droite celles montant de gauche à droite. Ceci suppose que la charge repose sur la membrure inférieure. En se plaçant dans cette hypothèse, la verticale m du côté gauche de la poutre supporte la traction maxima lorsque les deux quotients $\frac{M}{h}$, correspondant aux points m et $m+1$, deviennent égaux.

Cette égalité est satisfaite, lorsque la tête de la charge mobile se trouve à une distance de l'appui B (fig. 186), égale à :

$$b = \sqrt{\frac{q}{k} l \frac{x_{m+1} x'_{m+1} h_m - x_m x'_m h_{m+1}}{x_{m+1} h_m - x_m h_{m+1}}} .$$

La plus grande traction est alors :

$$\text{I)} \quad \max V_m = \frac{q x_m x_{m+1} \lambda_{m+1}}{2 (x_{m+1} h_m - x_m h_{m+1})} (\operatorname{tg} \beta_m - \operatorname{tg} \beta_{m+1}) - \frac{p_s}{2} (\lambda_m + \lambda_{m+1})$$

La formule (I) n'est applicable que lorsque $b \leqq x'_{m+1}$. Si $b > x'_{m+1}$, on pose approximativement $b = x'_{m+1}$, et on obtient alors :

$$\text{II)} \quad \max V_m = \frac{x_m (q x'_m l - k x'^2_{m+1})}{2 l h_m} (\operatorname{tg} \beta_m - \operatorname{tg} \beta_{m+1}) - \frac{p_s}{2} (\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

L'approximation est cependant toujours suffisante si, sans calculer b, on applique directement la formule (I). Cette formule (I) est aussi applicable dans le calcul des ponts de chemins de fer. Les valeurs de la charge variable se prennent dans les tableaux (page 338).

Lorsque les moments maxima M_m et M_{m+1} provenant des charges concentrées, sont connus, on a :

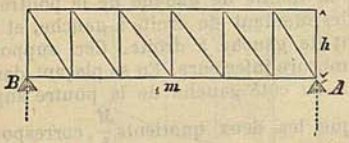
$$\max V_m = \frac{M_m x_{m+1} - M_{m+1} x_m}{h_m x_{m+1} - h_{m+1} x_m} (\operatorname{tg} \beta_m - \operatorname{tg} \beta_{m+1}) - \frac{p_s}{2} (\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

Les formules précédentes trouvent leur emploi dans le calcul des poutres demi-paraboliques, des poutres Schwedler et Pauli, des

poutres à membrures elliptiques et des poutres paraboliques (cas limite). Dans le cas où c'est la membrure supérieure qui supporte la charge, les barres verticales ne sont soumises qu'à des efforts de compression. La poutre en forme de croissant (IV, *d*) fait exception à cette règle ; car dans cette poutre (habituellement à membrures paraboliques), les barres verticales sont soumises à des tractions maxima lorsque la membrure supérieure est complètement chargée.

IV. CAS SPÉCIAUX. — CHARGE UNIFORMÉMENT RÉPARTIE.

Fig. 187.



a) *Poutres à membrures parallèles.* Système à triangles rectangles (fig. 187). Si φ_m est l'angle de la m^{me} diagonale D_m avec l'horizontale, on a :

$$O_m = -\frac{qx_m x'_m}{2h} = -U_{m+1},$$

$$\max D_m \sin\varphi_m = px''_m + \frac{vx'^2_m}{2(l-\lambda_m)},$$

$$\min D_m \sin\varphi_m = px''_m - \frac{vx^2_{m-1}}{2(l-\lambda_m)}.$$

De plus, si la charge est supportée
1° par la membrure supérieure :

$$\frac{\min}{\max} V_m = -\left[\frac{\max}{\min} D_m \sin\varphi_m - \frac{p_i}{2}(\lambda_m + \lambda_{m+1})\right];$$

2° par la membrure inférieure :

$$\frac{\min}{\max} V_m = -\left[\frac{\max}{\min} D_{m+1} \sin\varphi_{m+1} + \frac{p_s}{2}(\lambda_m + \lambda_{m+1})\right].$$

Si dans les panneaux du milieu de la poutre il y a des contre-diagonales, on n'a qu'à calculer min *V*.

La tension dans la verticale extrême (en *A*) est :

α) lorsque c'est la membrure supérieure qui est chargée

$$V_0 = -\frac{ql}{2} + \frac{p_i\lambda_1}{2};$$

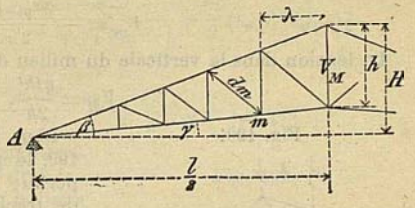
β) lorsque c'est la membrure inférieure qui est chargée :

$$V_0 = -\frac{q(l-\lambda_1)}{2} - \frac{p_s\lambda_1}{2}.$$

b) Poutres triangulaires, ou à membrures rectilignes se coupant sur les points d'appui.

α) La moitié gauche de la poutre a ses diagonales montant de droite à gauche; la moitié droite, de gauche à droite (fig. 188) :

Fig. 188.



$$O_m = -\frac{qx'_m l}{4h\cos\beta},$$

$$U_m = +\frac{qx'_{m-1} l}{4h\cos\gamma}.$$

Les tensions dans les deux premières barres de la membrure inférieure sont égales entre elles et égales à U_2.

De plus, on a :

$$D_m = -\frac{qld_m}{4h},$$

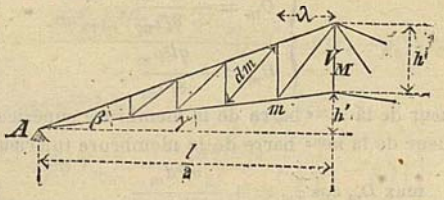
$$V_m = +\frac{qx_{m-1}}{2}.$$

La tension V_M, dans la verticale du milieu de la poutre, est :

$$V_M = q\left[\frac{lH}{2h} - \lambda\right].$$

β) La moitié gauche de la poutre a ses diagonales montant de gauche à droite ; la moitié droite, de droite à gauche (fig. 189).

Fig. 189.



$$O_m = -\frac{qx_{m-1} l}{4h\cos\beta},$$

$$U_m = +\frac{qx'_m l}{4h\cos\gamma}.$$

Les tensions dans les deux premières barres de la membrure supérieure sont égales entre elles et égales à O_2.

De plus, on a :

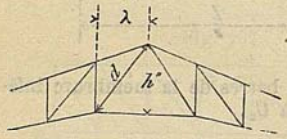
$$D_m = + \frac{qld_m}{4h},$$

$$V_m = - \frac{qx_{m+1}}{2}.$$

La tension dans la verticale du milieu de la poutre est :

$$V_M = \frac{qlh'}{2h}.$$

Fig. 190.



Dans la disposition de la figure 190, le poinçon du milieu est superflu, on a alors pour la force de traction existant dans le tirant horizontal :

$$U_M = \frac{ql^2}{8h''};$$

de plus, la tension dans chacune des diagonales du milieu est :

$$D_M = + \frac{qld[l(h' - h) + 2\lambda h'']}{8\lambda hh''},$$

h a la même signification que dans la figure 189.

c) *Poutres paraboliques* (chaque panneau contient deux diagonales en croix ne pouvant être soumises qu'à des efforts de traction) Si f représente l'ordonnée correspondant au milieu de la poutre, on a :

1) $$h_m = \frac{4fx_m x'_m}{l^2};$$

la forme de la poutre se détermine avec cette formule.

On a d'une façon générale pour les systèmes (fig. 191 et 192) :

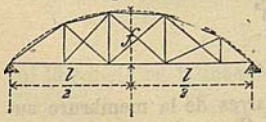
2) $$\begin{cases} O_m = - \dfrac{ql^2 o_m}{8f\lambda_m}, \\ U_m = + \dfrac{ql^2 u_m}{8f\lambda_m}, \end{cases}$$

o_m = longueur de la m^{me} barre de la membrure supérieure,

u_m = longueur de la m^{me} barre de la membrure inférieure.

3) $$\max D_m \cos \varphi_m = + \frac{vl^2 d_m}{8f(l + \lambda_m)}.$$

Fig. 191.



Quant aux tensions dans les verticales, on doit distinguer les cas suivants :

α. *La membrure inférieure est droite. Le tablier repose sur la membrure inférieure* (fig. 191) :

$$\max V_m = + \tfrac{1}{2}(q - p_s)(\lambda_m + \lambda_{m+1});$$

on a exactement :

$$\min V_m = - \frac{v x'^2_{m+1} x_{m-1}}{2\left[x'_m l - \lambda_{m+1} x_{m-1}\right]} + \frac{p_i}{2}(\lambda_m + \lambda_{m+1});$$

et approximativement :

$$\min V_m = - \frac{v x_{m-1} x'_{m+1}}{2l} + \frac{p_i}{2}(\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

β. *Les deux membrures sont curvilignes.* Les ordonnées sont divisées en deux parties égales par la ligne joignant les deux points d'appui (fig. 192). *Le tablier repose sur la membrure inférieure* :

Fig. 192.



$$\max V_m = \tfrac{1}{2}\left(\frac{q}{2} - p_s\right)(\lambda_m + \lambda_{m+1});$$

on a exactement :

$$\min V_m = - \frac{v x'^2_{m+1}\left[x_{m+1} + x_{m-1}\right]}{2\left[2x'_m l - \lambda_{m+1}(x_{m+1} + x_{m-1})\right]} + \tfrac{1}{4}(p_i - p_s)(\lambda_m + \lambda_{m+1})$$

(pour $\lambda_m = \lambda_{m+1} = \lambda$:

$$\min V_m = - \frac{v x'^2_{m+1} x_m}{2\left[x'_m l - x_m \lambda\right]} + \tfrac{1}{2}(p_i - p_s)\lambda\Big);$$

et approximativement :

$$\min V_m = - \frac{v x'_{m+1}(x_{m+1} + x_{m-1})}{4l} + \tfrac{1}{4}(p_i - p_s)(\lambda_m + \lambda_{m+1});$$

(pour $\lambda_m = \lambda_{m+1} = \lambda$:

$$\min V_m = - \frac{v x'_{m+1} x_m}{2l} + \tfrac{1}{2}(p_i - p_s)\lambda\Big).$$

γ. *Les deux membrures sont curvilignes. Le tablier repose sur la membrure supérieure.*

On a exactement :

$$\min V_m = - \frac{v\left[x_{m-1}(x'_{m-1} + x'_m) + x_{m+1}\lambda_m\right](x_{m+1} + x_{m-1})}{4\left[2l x_{m-1} + \lambda_m(x_{m+1} + x_{m-1})\right]} - \tfrac{1}{4}(p_s - p_i)(\lambda_m + \lambda_{m+1});$$

$$\left(\text{pour } \lambda_m = \lambda_{m+1} = \lambda : \right.$$

$$\min V_m = -\frac{v x_m (x'_m x_{m-1} + x_m \lambda)}{2 (l x_{m-1} + \lambda x_m)} - \tfrac{1}{2} (p_s - p_i) \lambda \Big) ;$$

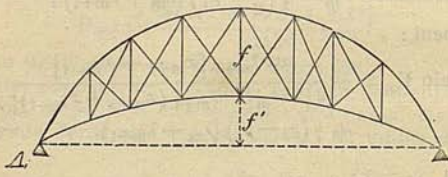
approximativement :

$$\min V_m = -\frac{v x'_{m-1} (x_{m+1} + x_{m-1})}{4l} - \tfrac{1}{4} (p_s - p_i) (\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

$$\left(\text{pour } \lambda_m = \lambda_{m+1} = \lambda : \quad \min V_m = -\frac{v x'_{m-1} x_m}{2l} - \tfrac{1}{2} (p_s - p_i) \lambda \right).$$

d) *Poutres paraboliques en forme de croissant* (fig. 193). La forme de la poutre, les tensions dans les semelles et dans les diagonales sont déterminées au moyen des formules 1, 2 et 3, page 346.

Fig. 193.



Si l'on pose

$$\frac{f'}{f} = \varepsilon ,$$

les tensions dans les verticales sont données par la formule

$$\max V_m = \tfrac{1}{2} (q\varepsilon + p_i) (\lambda_m + \lambda_{m+1}).$$

De plus, on a exactement :

$$\min V_m = -\frac{v [x_{m-1} x'_{m-1} - \varepsilon (\lambda_m + \lambda_{m+1}) \lambda_m] [x_{m-1} - \varepsilon (\lambda_m + \lambda_{m+1})]}{2 [x_{m-1} (l + \lambda_m) - \varepsilon (\lambda_m + \lambda_{m+1}) \lambda_m]}$$
$$+ \tfrac{1}{2} (p\varepsilon + p_i) (\lambda_m + \lambda_{m+1}) ;$$

et approximativement :

$$\min V_m = -\frac{v x'_{m-1} [x_{m-1} - \varepsilon (\lambda_m + \lambda_{m+1})]}{2l} + \tfrac{1}{2} (p\varepsilon + p_i) (\lambda_m + \lambda_{m+1})$$

e) *Poutre système Pauli.* La forme de la poutre pour laquelle on a approximativement $O_m = U_m =$ constante, se détermine approximativement, d'après Heinzerling, au moyen de la formule :

$$h_m = 4f \frac{x_m x'_m}{l^2} \left[1 + \frac{2f^2}{l^2} \left(1 - \frac{2x_m}{l} \right)^2 \right].$$

Les tensions sont à déterminer au moyen des formules générales données p. 337 à 343.

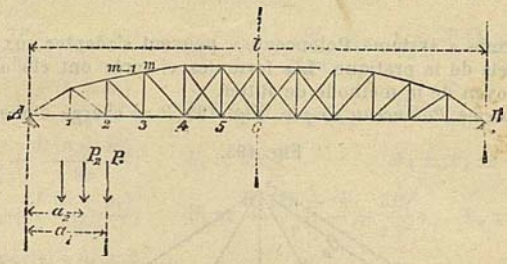
f) *Poutre système Schwedler.* Si les diagonales d'une poutre ne doivent être soumises qu'à des efforts de traction, il faut que,

$$\frac{h_{m-1}}{h_m} \geqq \frac{M_{m-1}}{M_m},$$

lorsque la charge mobile avance de A au point $m-1$. Si la charge variable consiste (comme dans les ponts de chemins de fer) en un système de poids concentrés, il faut, pour le cas limite figure 194 que

$$\frac{h_{m-1}}{h_m} = \frac{x'_{m-1}\,[plx_{m-1} + 2\Sigma Pa]}{x'_m\,[plx_m + 2\Sigma Pa]}.$$

Fig. 194.



Ces valeurs seront calculées jusqu'à ce que le rapport ci-dessus devienne égal ou plus grand que 1.

Supposons par exemple que dans la poutre fig. 194, on trouve $\frac{h_4}{h_5} > 1$; alors on prend $h_4 = h_5 = h_6$ (pour le mieux $= \frac{1}{7}\,l$) et on calcule h_3 au moyen de h_4, h_2 au moyen de h_3, et h_1 au moyen de h_2.

La partie centrale à membrures parallèles doit être pourvue de contre-diagonales.

On obtient des résultats convenables si l'on prend comme base les distances entre essieux et les charges sur les axes indiquées sur la figure 183.

Dans le cas d'une charge mobile uniforme, on pose :

$$\frac{h_{m-1}}{h_m} = \frac{x_{m-1}\,x'_{m-1}\,(pl + vx_m)}{x_m x'_m\,(pl + vx_{m-1})}.$$

Les tensions se calculent au moyen des formules pages 337 à 343.

Dans le cas d'une charge mobile uniforme, on obtient la formule simplifiée :

$$\max D_{in} = \frac{vld_m}{4f},$$

où d_m représente la longueur de la diagonale, et

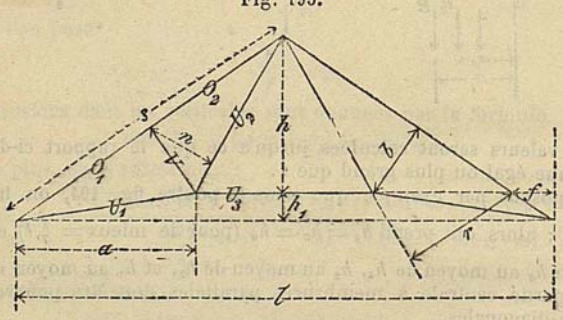
$$f = \frac{h_1}{4} \frac{l^2}{(l-\lambda_1)\lambda_1} \frac{p + v\frac{\lambda_1}{l}}{p + \frac{v}{2}},$$

λ_1 représente la longueur du premier panneau de la poutre, et h_1 la longueur de la première verticale.

Les fermes « système Polonceau » peuvent s'adapter aux cas les plus usuels de la pratique. Les formules ci-après ont été obtenues par le moyen de la méthode de Ritter.

g) *Système Polonceau simple.* Fig. 195 (P = charge d'une ferme).

Fig. 195.



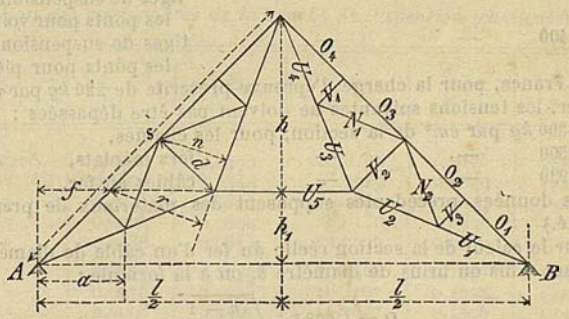
$$O_1 = -\frac{3Pa}{8b}; \qquad O_2 = O_1 + \frac{P(h+h_1)}{4s};$$

$$U_1 = +\frac{3Pl}{32n}; \qquad U_2 = +\frac{P(l+2f)}{16r}; \qquad U_3 = +\frac{Pl}{8h};$$

$$V = -\frac{Pl}{8s}.$$

h) *Système Polonceau double.* Fig. 196 (P = charge d'une ferme).

Fig. 196.



$$O_1 = -\frac{7Pa}{8d}; \qquad N_1 = N_2 = \frac{Pl}{64n}; \qquad U_4 = \frac{P(3l+2f)}{32r};$$

$$O_2 = O_1 + \frac{P(h+h_1)}{8s}; \qquad U_1 = 7N_1; \qquad U_5 = \frac{Pl}{8h};$$

$$O_3 = O_2 + \frac{P(h+h_1)}{8s}; \qquad U_2 = 6N_1; \qquad V_1 = V_3 = -\frac{Pl}{16s};$$

$$O_4 = O_3 + \frac{P(h+h_1)}{8s}; \qquad U_3 = \frac{N_1(2n+r)}{r} + \frac{3Pf}{16r}; \qquad V_2 = 2V_1.$$

Cas spécial : $h_1 = 0$.

$$O_1 = -\frac{7Pa}{8d}; \qquad N_1 = N_2 = \frac{Pl}{32h}; \qquad U_4 = 3N_1;$$

$$O_2 = O_1 + \frac{Ph}{8s}; \qquad U_1 = 7N_1; \qquad U_5 = 4N_1;$$

$$O_3 = O_2 + \frac{Ph}{8s}; \qquad U_2 = 6N_1; \qquad V_1 = V_3 = -\frac{Pl}{16s};$$

$$O_4 = O_3 + \frac{Ph}{8s}; \qquad U_3 = 2N_1; \qquad V_2 = 2V_1.$$

V. PONTS SUSPENDUS.

1. On calcule les dimensions des éléments porteurs dans les ponts suspendus en faisant l'hypothèse que la charge accidentelle maxima est de 400 *kg* par m^2 du tablier et en prenant comme tension admissible correspondante :

$k = 1600\ kg$ par cm^2 de la section, pour les chaînes,
$k = 2000$ — — fers méplats,
$k = 2400$ — — câbles en fer,
$k = 300$ — — tiges de suspension dans les ponts pour voitures,
$k = 400$ — — tiges de suspension dans les ponts pour piétons.

En France, pour la charge d'épreuve prescrite de 220 kg par m^2 du tablier, les tensions suivantes ne doivent pas être dépassées :
$k = 1300\ kg$ par cm^2 de la section, pour les chaînes,
$k = 1500$ — — fers méplats,
$k = 1930$ — — câbles en fer.
(Les données précédentes supposent des matériaux de première qualité.)

Pour le calcul de la section réelle du fer d'un câble de diamètre D et ayant n fils ou brins de diamètre δ, on a la formule :

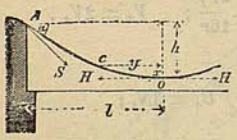
$$D = 1{,}098\,\delta\sqrt{\frac{4n-1}{3}}.$$

Les fils des câbles mesurent de 2,6 mm à 4 mm de diamètre. (Cependant à Pittsburg les fils ont 1,5 et à Brooklyn 4,5 mm d'épaisseur.)

2. *Chaines ou câbles de suspension.*

Le rapport de la flèche à l'ouverture de l'arc de la courbe du câble, ou courbe de suspension, est à prendre entre $\frac{1}{10}$ et $\frac{1}{15}$. Pour un avant-projet et pour la détermination des épaisseurs des fers constituant la chaîne ou le câble, on peut en général, avec une approximation suffisante, considérer la courbe de suspension comme une parabole ayant pour équation :

Fig. 197.



$$y^2 = \frac{l^2}{h}x = \frac{2H}{p'}x$$

(voir page 354, la signification de H et p') ;
l = demi-portée de l'arc de suspension.

De plus, on a $\operatorname{tg}\alpha = \frac{2h}{l}$, et longueur de l'arc

$$OC = s = y\left(1 + \tfrac{2}{3}\frac{x^2}{y^2}\right).$$

Si la charge par unité courante du câble est p, l'équation de la courbe de suspension est :

$$y = \beta \ln\left(\frac{\beta + x + \sqrt{2\beta x + x^2}}{\beta}\right), \quad \beta = \frac{H}{p},$$

(Voir page 354 la signification de H.)

Dans le tableau suivant, α' désigne l'angle que fait la tangente au point xy de la courbe (chaînette) du câble avec l'horizontale. Cet angle dépasse rarement 20°.

Tableau des coordonnées de la courbe de suspension (chaînette)

$\alpha' =$	$\frac{x}{\beta} =$	$\frac{y}{\beta} =$	$\frac{y}{x} =$	$\frac{s}{\beta} =$	$\frac{s}{y} =$
1 Degré	0,0002	0,0175	114,5108	0,0175	1,0000
2 »	0,0006	0,0349	57,2929	0,0349	1,0001
3 »	0,0014	0,0524	38,1695	0,0524	1,0003
4 »	0,0024	0,0699	28,6130	0,0699	1,0007
5 »	0,0038	0,0874	22,8729	0,0875	1,0012
6 »	0,0055	0,1049	19,0458	0,1051	1,0018
7 »	0,0075	0,1225	16,3107	0,1228	1,0025
8 »	0,0098	0,1401	14,2527	0,1406	1,0033
9 »	0,0125	0,1577	12,6529	0,1584	1,0042
10 »	0,0154	0,1754	11,3706	0,1763	1,0052
11 »	0,0187	0,1932	10,3207	0,1944	1,0063
12 »	0,0223	0,2110	9,4438	0,2126	1,0075
13 »	0,0263	0,2289	8,7006	0,2309	1,0088
14 »	0,0306	0,2468	8,0623	0,2493	1,0102
15 »	0,0353	0,2649	7,5079	0,2680	1,0117
16 »	0,0403	0,2829	7,0209	0,2828	1,0133
17 »	0,0457	0,3012	6,5911	0,3057	1,0150
18 »	0,0515	0,3195	6,2077	0,3249	1,0169
19 »	0,0576	0,3379	5,8635	0,3443	1,0190
20 »	0,0642	0,3564	5,5530	0,3640	1,0212
21 »	0,0711	0,3750	5,2714	0,3839	1,0236
22 »	0,0785	0,3938	5,0143	0,4040	1,0261
23 »	0,0864	0,4127	4,7784	0,4245	1,0287
24 »	0,0946	0,4317	4,5619	0,4452	1,0314
25 »	0,1034	0,4509	4,3614	0,4663	1,0343
26 »	0,1120	0,4702	4,1760	0,4877	1,0373
27 »	0,1223	0,4897	4,0036	0,5095	1,0405
28 »	0,1326	0,5094	3,8424	0,5317	1,0438
29 »	0,1434	0,5293	3,6920	0,5543	1,0473
30 »	0,1547	0,5493	3,5507	0,5773	1,0510

Soient :

L la demi-longueur de la chaînette $= l\left(1 + \frac{2}{5}\frac{h^2}{l^2}\right)$,

F la section de la chaîne (ou câble),

γ le poids de l'unité de volume de la matière,

p' le poids moyen du tablier par unité de longueur (y compris les tiges de suspension),

H la composante horizontale de la tension dans la chaîne ; cette composante est constante en chaque point et égale à la tension au sommet. La plus grande tension dans la chaîne (au point A) est :

$$S = \frac{p'l + LF_\gamma}{\sin \alpha'} = kF, \quad \text{d'où} \quad F = \frac{p'l}{k \sin \alpha' - L_\gamma}.$$

L'expérience a montré que pour les ponts dont le tablier dépasse 4,5 m de largeur, on peut prendre 200 kg par m^2 pour le poids propre ; et d'après les données du commencement du § 1, page 352, un pont de b m de largeur a à supporter comme charge maxima, 600 b kg par m courant.

Pour le calcul exact de la longueur de la chaîne et des tiges de suspension, on se sert de l'équation de Navier, qui suppose que le tablier est cintré suivant une parabole.

Soient :

p' le poids par unité de longueur du pont, y compris la portion constante des tiges de suspension entre yB et y_1N (voir fig. 198)

σ le poids de l'unité de longueur de la chaîne,

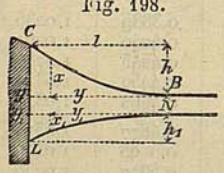
a la distance moyenne entre deux tiges de suspension consécutives,

g le poids par unité de longueur des tiges de suspension,

$\tau = \frac{1}{3} g \frac{l}{a} (h + h_1)$, (égale la somme des poids variables des tiges de suspension comprises entre C et B),

$$x = \frac{h}{(p' + \sigma) l^2 + \frac{\tau l}{2} + \frac{\sigma h^2}{3}} \left[(p' + \sigma) y^2 + \left(\tau + \frac{2\sigma h^2}{3l} \right) \frac{y^4}{2l^3} \right].$$

Fig. 198.



La *longueur exacte d'une tige de suspension* est égale à

$$x + BN + x_1 = x + BN + \frac{h_1}{l^2} y_1^2.$$

Si l'on désigne par L la demi-longueur exacte de la chaîne ou du câble, on a :

$$L = l \left[1 + \frac{2}{3} \frac{h^2}{l^2} \left(1 + \frac{3\tau l + 2\sigma h^2}{15 (p' + \sigma) l^2} \right) \right].$$

A cause de l'augmentation de longueur que subit la chaîne par suite des forces qui agissent sur elle, on doit lui donner une longueur inférieure à celle que livre la formule précédente.

Soient :

λ l'allongement persistant (ou diminution cherchée) d'une portion de la chaîne L_2,

p'' le poids propre plus la charge d'épreuve par unité de longueur lorsqu'on les considère comme uniformément répartis,

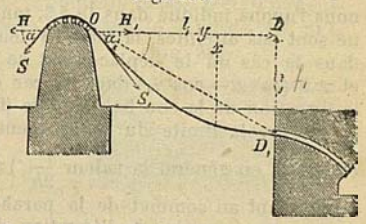
E le module d'élasticité du fer,

F la section de la chaîne ou du câble ;
on a :

$$\lambda = \frac{L_2 p'' l^2}{6hFE}.$$

3. *Chaînes d'amarrage.* Les chaînes de retenue qui sont les prolongements du câble à partir des piliers de culée jusque dans le sol, doivent être disposées (qu'elles portent ou non le tablier), de telle sorte que pour une charge uniformément répartie sur le tablier, la tension horizontale de la chaîne de retenue ($H_1 = S_1 \cos \alpha_1$) soit égale à celle du câble de suspension ($H = S \cos \alpha$), de manière que les piliers ne soient soumis à aucun effort horizontal. Afin que ces piliers n'aient pas à souffrir de tels efforts par suite des variations ordinaires de la charge supportée par le pont, il faut que les chaînes d'amarrage puissent se mouvoir avec facilité sur les piliers : c'est ce que l'on obtient en disposant sur ceux-ci des rouleaux, soit sur un plan horizontal (fig. 200) soit suivant la courbure du câble (fig. 201).

Fig. 199.



(Dans ce dernier cas, $S = S_1$, par conséquent l'angle α doit être égal à l'angle α_1, dans le premier cas on a également la coutume de faire α à peu près égal à α_1).

Fig. 200.

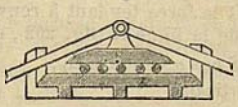


Fig. 201.



Le mouvement de la chaîne sur les piliers devant être limité, ceux-ci ont à réagir contre des efforts horizontaux dans des circonstances exceptionnelles.

Soit p_1 la charge constante par unité de longueur de la projection horizontale de la chaîne d'amarrage ; l'équation de la courbe que forme la chaîne de retenue est :

$$x = y\left(\frac{f_1}{l_1} + \frac{p_1 l_1}{2H_1}\right) - \frac{p_1}{2H_1} y^2$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{f_1}{l_1} + \frac{p_1 l_1}{2H_1}.$$

Quand les câbles portent le tablier, la longueur de la chaîne OD_1 est égale à :

$$L_1 = l_1 + \tfrac{1}{2}\frac{f_1^2}{l_1} + \tfrac{1}{24}\frac{p_1^2 l_1^3}{H_1^2},$$

$$L_1 = \frac{l_1}{\cos\omega}\left[1 + \tfrac{1}{24}\left(\frac{p_1 l_1 \cos^2\omega}{H_1}\right)^2\right],$$

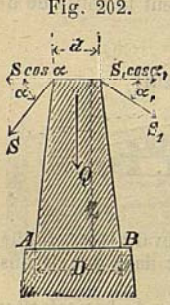
où ω représente l'angle DOD_1.

4. *Piliers.* *a*) Si les chaînes de retenue sont disposées comme nous l'avons indiqué dans le § 3, tant que les limites du mouvement ne sont pas atteintes, la force W tendant à renverser les piliers $= 0$, dans le cas où le déplacement se fait horizontalement (fig. 200), et $= S(\cos\alpha - \cos\alpha_1)$ dans le cas où le déplacement a lieu suivant la direction de la courbe du câble (fig. 201).

Lorsque la limite du mouvement est atteinte, $W = H - H_1$, où H et H_1 ont en général la valeur $\frac{ql^2}{2h}$ *) ; H_1, l et h sont les valeurs correspondant au sommet de la parabole de la chaîne de retenue et se trouvent au moyen de l'équation de la courbe de cette chaîne de retenue.

Enfin, si les chaînes reposent sur des rouleaux à axes fixes de rayon R, à tourillons de rayon r, et si μ est le coefficient de frottement des tourillons, ces rouleaux commencent à tourner si, l'égalité ci-dessus étant satisfaite, S subit une augmentation :

Fig. 202.



$$S_1 = S\,\frac{1 - \mu\frac{r}{R}\sin\alpha}{1 + \mu\frac{r}{R}\sin\alpha_1}.$$

Par conséquent la force tendant à renverser le pilier autour de la ligne A (fig. 202), est :

$$W = S\cos\alpha - S_1\cos\alpha_1,$$

et la pression verticale

$$V = S\sin\alpha + S_1\sin\alpha_1 + Q,$$

où Q représente le poids de la portion du pilier au-dessus de AB.

b) D'après ce qui précède, les pressions W et V peuvent toujours facilement être calculées. Le pilier est en équilibre stable lorsqu'on a l'inégalité :

$$WZ + (S\sin\alpha - S_1\sin\alpha_1)\,d \leqq \frac{D}{3}V,$$

*) q = Charge totale par unité de longueur de la projection horizontale.

et lorsque la plus grande pression sur l'arête la plus chargée,

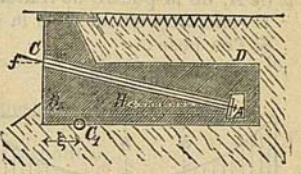
$$k = \frac{V}{F}\left\{1 + \frac{6}{DV}\left[WZ + (S\sin\alpha - S_1\sin\alpha_1)\,d\right]\right\}$$

ne dépasse pas $\frac{1}{16}$ de la résistance à l'écrasement des matériaux dont le pilier est formé.

Dans les dernières équations, Z représente la hauteur du pilier, D l'épaisseur du pilier en AB et d l'épaisseur du pilier à sa partie supérieure.

5. *Culées ou massifs d'amarrage.* Si le poids du massif n'était pas suffisant, la partie supérieure de celui-ci glisserait le long de AB. Si G représente le poids de $ABCD$ augmenté du poids de la masse de terre reposant sur le massif, on doit avoir :

Fig. 203.



$$\mu(G - H\operatorname{tg}\gamma) > H_1,$$

formule dans laquelle

$$\operatorname{tg}\gamma = \operatorname{tg}\alpha_1 - \frac{p_1}{H_1}l_1,$$

lorsque la chaîne de retenue est chargée. Dans cette formule,

γ est l'angle de la chaîne d'amarrage avec l'horizontale au point A,

p_1 et H_1 sont les valeurs maxima pouvant se produire, et

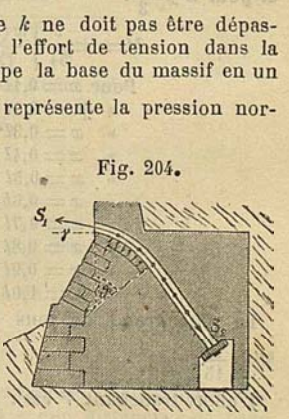
μ représente le coefficient de frottement.

On pose $\mu = 0{,}7$.

Si l'effort de compression admissible k ne doit pas être dépassé en B, il faut que la résultante de l'effort de tension dans la chaîne d'amarrage et du poids G coupe la base du massif en un point C_1 distant de B de $\xi = \frac{2N}{3k}$, où N représente la pression normale sur la base par unité de longueur.

Si les chaînes d'amarrage portent une partie du tablier, on leur donne souvent la forme indiquée figure 204. En plus des conditions susmentionnées, il faut dans cette disposition que la portion de segment (sur l'arc duquel repose la chaîne) puisse résister à la pression P, résultante des tensions S et S_1 ; on a, en outre :

Fig. 204.



$$S_2 = S_1 e^{-\mu\pi\frac{\theta}{180}};$$

où μ représente le coefficient de frottement de la chaîne sur la pierre ; en moyenne,

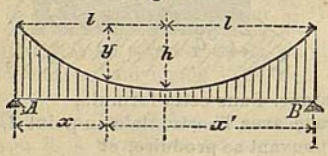
$\mu = 0.28$; $\quad e = 2{,}71828$;

θ = angle au centre de l'arc d'appui du segment.

VI. COMBINAISON DE PONTS A POUTRES RIGIDES ET DE PONTS SUSPENDUS.

Soient :
$2l$ la portée du pont,
h la flèche du câble,
y l'ordonnée de la courbe du câble à la distance x de l'appui A,
β l'angle d'inclinaison de la tangente à la courbe au point xy,
v la charge mobile (charge roulante), } par unité de longueur de
p la charge permanente, } la portée,
M le moment fléchissant correspondant à la section, à la distance x de A, de la poutre de renforcement,
V l'effort tranchant dans la même section de la poutre.
Si l'on pose :

Fig. 205.



$$x' = 2l - x$$

$$\xi = 2l - \frac{4h}{3}\operatorname{cotg}\beta,$$

on a pour $x < \frac{2l}{3}$:

$$M = \pm \frac{vx\,(4l - 3x)^3}{54\,(2l - x)^2},$$

et pour $x > \frac{2l}{3}$:

$$M = \pm \frac{v}{54}\left\{\frac{x\,(4l - 3x)^3}{(2l - x)^2} + \frac{x'(4l - 3x')^3}{(2l - x')^2}\right\}.$$

Pour $x = 0{,}1l$ on a : $M = \pm\, 0{,}02598vl^2$
» $x = 0{,}2l$ » $M = \pm\, 0{,}04493vl^2$
» $x = 0{,}3l$ » $M = \pm\, 0{,}05714vl^2$
» $x = 0{,}4l$ » $M = \pm\, 0{,}06352vl^2$
» $x = 0{,}5l$ » $M = \pm\, 0{,}06430vl^2$
» $x = 0{,}6l$ » $M = \pm\, 0{,}06036vl^2$
» $x = 0{,}7l$ » $M = \pm\, 0{,}05266vl^2$
» $x = 0{,}8l$ » $M = \pm\, 0{,}04547vl^2$
» $x = 0{,}9l$ » $M = \pm\, 0{,}03889vl^2$
» $x = 1{,}0l$ » $M = \pm\, 0{,}03704vl^2$

Le plus grand de tous ces moments est approximativement :

$$M = \frac{vl^2}{15}.$$

L'effort tranchant V est :

pour $2l > \frac{4h}{3}\operatorname{cotg}\beta$:

$$V = \pm \frac{v \operatorname{tg}\beta}{16hl}\left\{2x'^3 - 3\xi x'^2 + \xi^3\right\},$$

et pour $2l < \frac{4h}{3} \operatorname{cotg} \beta$:

$$V = \pm \frac{v \operatorname{tg} \beta}{16hl} x'^2 \left\{ 2x' - 3\xi \right\}.$$

Pour une température différant de la température du montage de $\pm t°$, on a :

$$M = -H_t y \qquad \text{et} \qquad V = -H_t \operatorname{tg} \beta, \text{ où}$$

$$H_t = \frac{\alpha E F t}{1 + \dfrac{8h^2 EF}{15 E_1 J_1 \left(1 + 4 \dfrac{h^2}{l^2}\right)}}.$$

Dans cette expression,

E représente le coefficient d'élasticité de la matière composant la chaîne,

E_1 le module d'élasticité de celle composant la poutre,

F la section de la chaîne,

J le moment d'inertie de la section de la poutre,

α le coefficient de dilatation.

On pose (pour *kg* et *cm*)

$$\alpha E = 24,$$

et $$t = \pm 30° \text{ à } 40° C.$$

La traction dans la chaîne au point (xy) est :

$$Z = \left(\frac{p+v}{2h} l^2 + H_t\right) \sqrt{1 + \frac{4h^2 (l-x)^2}{l^2}}$$

La traction horizontale supportée par les culées est :

$$H = \frac{p+v}{2h} l^2 + H_t.$$

VII. PONTS EN ARCS *).

1. *Arc articulé aux naissances seulement* (fig. 206).

Soient :

W le module de résistance de la section de l'arc,

F l'aire de cette section,

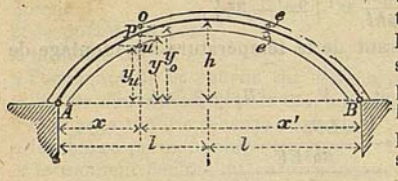
$e = \frac{W}{F}$.

Nous donnerons le nom de lignes auxiliaires (Kernlinien) aux deux courbes qui, en chaque point, sont à une distance e de l'axe de l'arc.

*) D'après Winkler.

Si M_0 et M_u sont les moments statiques par rapport aux points o et u (des lignes auxiliaires) se trouvant sur la même verticale à la distance x de A, les tensions dans les fibres supérieures et inférieures les plus éloignées de l'axe de l'arc dans la section correspondant à cette distance x, sont respectivement :

Fig. 206.



$$k_0 = -\frac{M_u}{W} \quad \text{et} \quad k_u = +\frac{M_0}{W}$$

Soient :

p la charge permanente,
v la charge variable,
$q = p + v$ la charge totale,
} pour l'unité de longueur de la portée,

$2l$ la distance entre appuis ou portée,
h la flèche de l'arc,
y_0 l'ordonnée du point o de la ligne auxiliaire supérieure,
y_u l'ordonnée du point u de la ligne auxiliaire inférieure,
y l'ordonnée et x l'abcisse du point P sur l'axe de l'arc,
$y_0 - y = c_0$,
$y - y_u = c_u$,
$x' = 2l - x$.

Posons :

$$2l - \frac{4hx}{3y_0} = \xi_0, \qquad 2l - \frac{4hx'}{3y_0} = \xi'_0$$

$$2l - \frac{4hx}{3y_u} = \xi_u, \qquad 2l - \frac{4hx'}{3y_u} = \xi'_u,$$

$$\frac{y_0 \xi_0^3}{16hl} = C_0, \qquad \frac{y_0 \xi_0'^3}{16hl} = C'_0;$$

$$\frac{y_u \xi_u^3}{16hl} = C_u, \qquad \frac{y_u \xi_u'^3}{16hl} = C'_u;$$

alors dans le cas où l'axe de l'arc est une parabole, on a :

pour $x < 2l - \frac{3ly_0}{2h}$:

$$\min M_0 = -\frac{pl^2 c_0}{2h} - C_0 v - H_t y_0,$$

$$\max M_0 = -\frac{ql^2 c_0}{2h} + C_0 v + H_t y_0, \quad \text{et}$$

pour $x > 2l - \frac{3ly_0}{2h}$:

$$\min M_0 = -\frac{pl^2}{2h} c_0 - (C_0 + C'_0)\, v - H_t y_0 ,$$

$$\max M_0 = -\frac{ql^2}{2h} c_0 + (C_0 + C_0')\, v + H_t y_0$$

de plus pour $x < 2l - \frac{3ly_u}{2h}$:

$$\min M_u = +\frac{pl^2}{2h} c_u - C_u v - H_t y_u ,$$

$$\max M_u = +\frac{ql^2}{2h} c_u + C_u v + H_t y_u , \quad \text{et}$$

pour $x > 2l - \frac{3ly_u}{2h}$:

$$\min M_u = +\frac{pl^2}{2h} c_u - (C_u + C'_u)\, v - H_t y_u ,$$

$$\max M_u = +\frac{ql^2}{2h} c_u + (C_u + C'_u)\, v + H_t y_u ,$$

H_t représente la poussée horizontale engendrée lorsque la température du montage subit une diminution ou une augmentation de $t°$. On a :

$$H_t = \frac{15\, \alpha E F t}{15 \frac{l^2 - h^2}{l^2 + h^2} + 8 \frac{F}{J} \frac{h^2 l^2}{l^2 - 2h^2}} , \quad \text{où}$$

F représente l'aire de la section en cm^2,

J le moment d'inertie de la section, les dimensions étant prises en cm.

On pose :

$$\alpha E = 24$$

$$t = \pm 30° \text{ à } 40° C.$$

D'après Weyrauch et Launhardt, on ne doit pas dépasser pour les tensions les valeurs suivantes :

$$k_u = 800 \left[1 + \tfrac{1}{2} \frac{\max M_0}{\min M_0} \right]^{*}) \quad kg \text{ par } cm^2,$$

$$k_0 = 800 \left[1 + \tfrac{1}{2} \frac{\min Mu}{\max Mu} \right]^{*}) \quad kg \text{ par } cm^2.$$

*) Il faut prendre garde à ce que max M et min M ont des signes différents, c'est-à-dire que le second terme entre parenthèses est négatif.

2). *Arc articulé aux naissances et à la clef.*
Nous employerons les mêmes notations que dans 1).

Ici : $C_0 = \frac{v y_0 l}{2h}$, $C_u = \frac{v y_u l}{2h}$,

Dans le cas d'un arc parabolique,

$$\min M_0 = -\frac{pl^2 c_0}{2h} - C_0 v,$$

$$\max M_0 = -\frac{ql^2 c_0}{2h} + C_0 v,$$

$$\min M_u = +\frac{pl^2 c_u}{2h} - C_u v,$$

$$\max M_u = +\frac{ql^2 c_u}{2h} + C_u v.$$

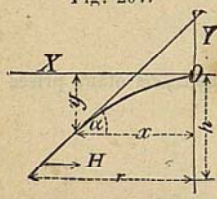
Les valeurs admissibles pour les tensions $k_0 = -\frac{M_u}{W}$ et $k_u = \frac{M_0}{W}$ sont les mêmes que précédemment.

VIII. DÔMES ARTICULÉS SURBAISSÉS, D'APRÈS J. W. SCHWELDER.

a. Généralités.

Par surface de dôme nous entendrons ici une surface élastique de révolution, de poids p (charge comprise) par unité de surface et engendrée par la rotation d'une courbe plane autour de son axe des y.

Fig. 207.



Si la courbe génératrice est une *parabole ordinaire* ayant pour équation

$$y = \frac{hx^2}{r^2},$$

(où h représente la flèche de l'arc générateur et $2r$ la portée ou ouverture du dôme), l'équilibre a lieu, quand la matière supporte un effort de compression, dans toutes les directions, de

$$\frac{pr^2}{4h}$$

par unité de longueur.

Pour le cas d'une charge uniformément répartie, si la courbe génératrice est une *parabole cubique* ayant pour équation :

$$y = \frac{hx^3}{r^3}$$

les forces principales agissant dans la *direction des cercles parallèles*, sont nulles ; la seule force principale, agissant *radialement*, est :

$$H = \frac{pr^2}{6hx};$$

cette force augmente ainsi à mesure qu'on se rapproche de l'axe central ; au pôle O, H serait infiniment grand, si l'on n'avait pas soin de pratiquer autour de ce pôle une ouverture circulaire à pourtour chargé ou bien alors, d'engendrer cette partie centrale par la révolution d'une parabole ordinaire.

Dans le cas où le système est articulé, le dôme consiste en un certain nombre de barres élastiques que l'on dispose suivant les directions principales correspondant à la charge uniformément répartie. Ces barres sont disposées suivant les méridiens (chevrons) et perpendiculairement à ceux-ci suivant la direction des cercles parallèles (anneaux, bagues, cercles, ceintures).

Pour préserver les chevrons et les anneaux (les uns et les autres à contour polygonal) de déplacements par suite de surcharge partielle, on rend rigide le système au moyen de *diagonales*.

b. Calcul des dômes articulés.

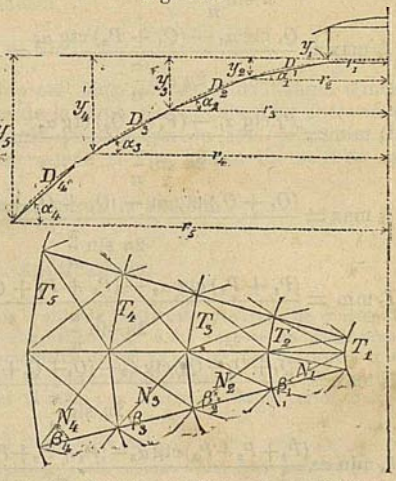
Pour les tensions limites on peut établir les propositions suivantes :

1. *Les chevrons atteignent le maximum de leur compression lorsque la charge du dôme atteint son maximum.*

2. *Une bague est à son maximum d'extension ou à son minimum de compression quand la partie du dôme située à l'intérieur de cette bague est chargée à son maximum et que la bague elle-même avec sa zone restent déchargées.*

3. *Les diagonales entre deux chevrons sont soumises à la traction maxima, lorsque le demi-dôme, situé d'un même côté du diamètre passant par le milieu de ces diagonales est chargé à son maximum et que l'autre moitié est complètement déchargée.*

Fig. 208.



Supposons une construction comme celle esquissée fig. 208 et soient :

n le nombre des chevrons,

D_1, D_2, D_3, D_4 les pressions dans les côtés respectifs de la ligne polygonales de l'un quelconque des n chevrons,

r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 les rayons des 5 bagues ou anneaux,

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ les angles d'inclinaison des côtés de la ligne polygonale des chevrons,

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ les angles des diagonales avec les chevrons,

P_1*), P_2, P_3, P_4 les poids propres respectifs des zones de la coupole, supposés reportés aux points d'articulation,

Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 les poids respectifs des zones (y compris le poids propre) lorsque la charge atteint son maximum.

T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 les tensions dans les côtés des anneaux polygonaux,

N_1, N_2, N_3, N_4 les tensions dans les diagonales ;

on a :

$$D_1 = \frac{Q_1}{n \sin \alpha_1}; \qquad D_3 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{n \sin \alpha_3};$$

$$D_2 = \frac{Q_1 + Q_2}{n \sin \alpha_2}; \qquad D_4 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4}{n \sin \alpha_4}.$$

$$T_1 = \frac{D_1 \cos \alpha_1}{2 \sin \frac{\pi}{n}} = \text{compression (bague du lanternean).}$$

$$T_2 \max = \frac{Q_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 - (Q_1 + P_2) \operatorname{ctg} \alpha_2}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{traction.}$$

$$T_2 \min = \frac{P_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 - (P_1 + Q_2) \operatorname{ctg} \alpha_2}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{compression.}$$

$$T_3 \max = \frac{(Q_1 + Q_2) \operatorname{ctg} \alpha_2 - (Q_1 + Q_2 + P_3) \operatorname{ctg} \alpha_3}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{traction.}$$

$$T_3 \min = \frac{(P_1 + P_2) \operatorname{ctg} \alpha_2 - (P_1 + P_2 + Q_3) \operatorname{ctg} \alpha_3}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{compression.}$$

$$T_4 \max = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3) \operatorname{ctg} \alpha_3 - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + P_4) \operatorname{ctg} \alpha_4}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{traction.}$$

$$T_4 \min = \frac{(P_1 + P_2 + P_3) \operatorname{ctg} \alpha_3 - (P_1 + P_2 + P_3 + Q_4) \operatorname{ctg} \alpha_4}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{compression}$$

*) Y compris la charge provenant de la lanterne ou tourelle.

$$T_5 = \frac{D_4 \cos \alpha_4}{2n \sin \frac{\pi}{n}} = \text{traction (bague ou ceinture de base).}$$

De plus, on a :

$$N_1 \leqq \frac{Q_1 - P_1}{n \sin \alpha_1 \cos \beta_1} ; \qquad N_3 \leqq \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 - (P_1 + P_2 + P_3)}{n \sin \alpha_3 \cos \beta_3}$$

$$N_2 \leqq \frac{Q_1 + Q_2 - (P_1 + P_2)}{n \sin \alpha_2 \cos \beta_2} ; \qquad N_4 \leqq \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4)}{n \sin \alpha_4 \cos \beta_4}$$

Si l'on veut faire supporter aux chevrons une pression normale constante, de façon que

$$D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D$$

les angles d'inclinaison des côtés de la ligne polygonale doivent être déterminés au moyen des formules

$$\sin \alpha_1 = \frac{Q_1}{nD}, \qquad \sin \alpha_3 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{nD}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{Q_1 + Q_2}{nD}, \quad \sin \alpha_4 = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4}{nD}$$

Si l'on veut que la tension moyenne dans les côtés des bagues polygonales soit égale à 0 ; il faut que $Tmax + Tmin = 0$
de là on tire l'angle d'inclinaison

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = \operatorname{ctg} \alpha_1 \frac{P_1 + Q_1 + P_2 + Q_2}{P_1 + Q_1} \text{ etc.}$$

Nous voyons donc que dans ces deux cas spéciaux l'angle d'inclinaison d'un côté quelconque de la ligne polygonale d'un chevron se détermine au moyen de l'angle d'inclinaison du côté précédent. La forme de la coupole est déterminée si l'on admet un seul de ces angles d'inclinaison.

Les chevrons doivent être calculés à la flexion.

c. Applications.

Les bâtiments des gazomètres de la ville de Berlin sont recouverts de coupoles de 32 à 44 *m* de portée ; pour calculer celles-ci, il a été supposé un poids propre de 70 *kg* par m^2 et une charge accidentelle de 100 *kg* par m^2. Ces constructions ont de 4 à 5 bagues polygonales et 24 chevrons radiaux ; la bague du lanterneau est un dodécagone, les autres bagues ont 24 côtés ; la couverture est en carton fixé sur voliges et pannes.

La flèche (h) comporte de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{6}$ de la portée ($2r$).

La section par un méridien est une parabole cubique ayant pour équation ;

$$y = \frac{hx^3}{r^3},$$

elle est rapportée à un système d'axes passant par son sommet,

ou

$$y = \frac{h\,(r^3 - x^3)}{r^3},$$

lorsque l'origine des coordonnées est descendu sur l'axe des ordonnées de toute la flèche h.

La *partie centrale* de la coupole a pour méridien une parabole ordinaire ayant une tangente commune avec la parabole cubique au point de raccordement.

Dans de nouvelles constructions à Berlin il a été construit des coupoles jusqu'à 54 mètres de portée et ayant 32 chevrons radiaux.

Un dôme en *parabole cubique* n'exige théoriquement que les $\frac{2}{3}$ des matériaux nécessaires à la construction du même dôme en *parabole ordinaire*.

II. POUSSÉE DES TERRES ET MURS DE SOUTÈNEMENT

1. *Grandeur de la poussée des terres.* Soient (fig. 209).

E la poussée des terres, en kg, sur un mur de soutènement de 1 m de long,

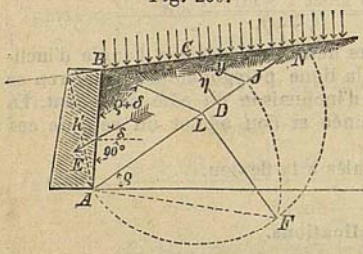
p la charge, en kg, par m^2 de superficie du sol ;

ρ l'angle d'inclinaison du talus naturel ou angle d'éboulement,

δ l'angle de la direction de E avec la normale à la paroi interne du mur,

γ_t le poids, en kg, de 1 m^3 de terre.

Fig. 209.



Si BN est la surface du sol, on tire (d'après Rebhann) *) AN, faisant l'angle ρ avec l'horizontale et BL faisant l'angle $\rho + \delta$ avec AB ; sur AN comme diamètre on décrit une demi-circonférence de cercle, on fait $LF \perp AN$ et $AJ = AF$; on tire $JC \parallel LB$ et de C on abaisse la perpendiculaire CD sur AN. Si $CJ = y$ (en m) et $CD = \eta$ (en m), on a :

$$E = \tfrac{1}{2}\left(\gamma_t + \frac{2p}{h'}\right) y\eta .$$

h' représente la longueur (en m) de la perpendiculaire abaissée de A sur BN.

2. *Direction de la poussée E.* En général, on pose $\rho = \delta$, c'est-à-dire on suppose que toute la résistance de frottement dans le plan de la paroi interne du mur, agit dans la direction opposée à celle du glissement des terres.

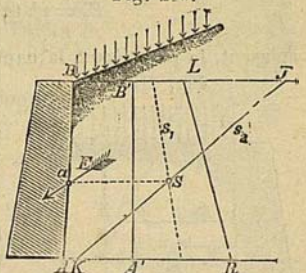
*) Rebhann, *Théorie des Erddrukes und der Futtermauern*. Vienne, 1871.

Point d'application de E (fig. 210). Si l'on construit un trapèze côtés parallèles :

$$B'L = b\frac{p}{\gamma_t h'} \quad \text{et} \quad A'R = b\left(1 + \frac{p}{\gamma_t h'}\right)$$

où b représente une longueur quelconque, et que par le centre de gravité S de ce trapèze, on tire une horizontale, le point a où celle-ci rencontre la paroi AB est le point d'application cherché. Pour trouver le point S il suffit de faire $LJ = A'R$ et $A'K = B'L$, alors l'intersection de s_2, joignant J à K et de s_1 joignant les milieux des côtés $B'L$ et $A'R$ est le point S cherché.

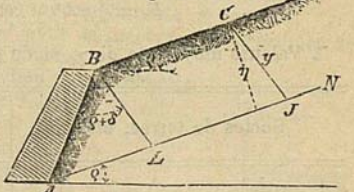
Fig. 210.



4. *Si l'angle d'inclinaison du sol est égal à* ρ (fig. 211), d'un point quelconque C de la surface du sol, on tire $y \parallel BL$ et $\eta \perp AN$, et on a :

$$E = \frac{1}{2}\left(\gamma_t + \frac{2p}{h'}\right) y\eta.$$

Fig. 211.

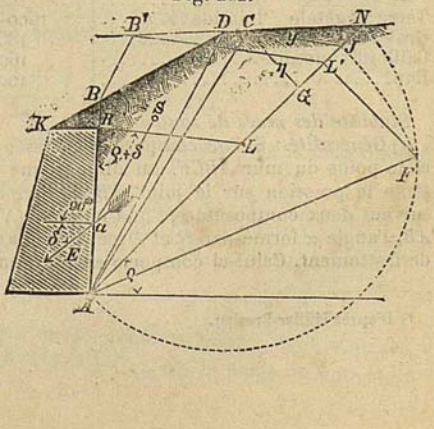


5. *Dans le cas d'un massif de terre surélevé et non chargé* (fig. 212), on prolonge AR jusqu'au point B sur KD, on tire AN faisant l'angle ρ avec l'horizontale, RL faisant l'angle $\rho + \delta$ avec AB et de B on mène une parallèle à AD jusqu'en B' sur DN prolongé. Ensuite on fait $B'L' \parallel RL$, on décrit sur AN un demi-cercle, on fait $L'F \perp AN$, $AJ = AF$, $JC \parallel LR$ et $CG \perp AN$, alors

$$E = \frac{1}{2}\gamma_t y\eta.$$

Si S est le centre de gravité du quadrilatère $ABDCA$ et si l'on tire $Sa \parallel AC$, on peut considérer, avec une approximation suffisante, que a est le point d'application de E. Habituellement on prend $\delta = \rho$.

Fig. 212.



6. *Lorsque la paroi AB est verticale et la surface du sol BC horizontale*, si

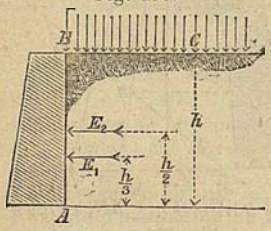
l'on néglige le frottement du sol contre la paroi, c'est-à-dire si l'on pose $\delta = \rho$, la poussée E est la résultante des forces horizontales (fig. 213) :

$$E_1 = \tfrac{1}{2}\gamma_t h^2 \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right), \quad \text{et}$$

$$E_2 = ph \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\rho}{2}\right).$$

agissant, la première à la hauteur $\frac{1}{3}h$ et la seconde à la hauteur $\frac{1}{2}h$, h représentant la hauteur du mur.

Fig. 213.



Si l'on pose pour la terre végétale $\rho = 37°$, on a :

$$E_1 = \tfrac{1}{8}\gamma_t h^2 \quad \text{et} \quad E_2 = \tfrac{1}{4}ph.$$

Dans le calcul des bajoyers, la valeur de ρ se prend dans les environs de 20°, car dans ce cas le terrain doit être considéré comme particulièrement humide. On a alors :

$$E_1 = \tfrac{1}{4}\gamma_t h^2 \quad \text{et} \quad E_2 = ph.$$

7. Valeurs moyennes de γ_t et de ρ :

Sortes de terres, etc.	γ_t en kg par m^3	ρ
Terre limoneuse sèche	1500	40°-46°
— — humide	1900	20°-25°
Terre argileuse sèche	1600	40°-50°
— — humide	1980	20°-25°
Terre végétale humide	1600-1700	30°-37°
Gravier mouillé	1860	25°
Cailloutis mouillé	1600	35°-40°
Eau	1000	0°

Stabilité des murs de soutènement *).

a) Généralités. Si l'on compose la poussée E sur la face CB (fig. 214) et le poids du mur $ABCF$, on obtient une résultante D qui représente la pression sur le joint AB. Si l'on décompose la pression D suivant deux composantes, l'une normale (N) et l'autre parallèle (D) à AB, l'angle α formé par N et D peut au maximum être égal à l'angle de frottement. Celui-ci comporte en moyenne 33°-35°.

*) D'après Müller-Breslau.

Soient :

γ_m le poids moyen, en kg, de 1 m^3 de la maçonnerie,

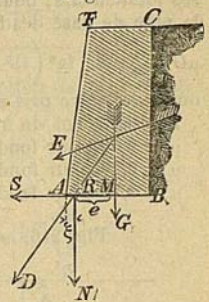
e la distance, en m du point d'application R de la pression D, au milieu M du joint AB,

ξ la distance en m du point R à l'arête la plus comprimée du joint AB,

δ la longueur du joint AB, en m ;

alors la plus grande charge de compression dans le plan du joint, est :

Fig. 214.



$$k = \frac{N}{\delta}\left(1 + \frac{6e}{\delta}\right) \text{ lorsque } e < \frac{\delta}{6} \text{ et}$$

$$k = \frac{2N}{3\xi} \text{ lorsque } e > \frac{\delta}{6}.$$

Ces charges sur les joints peuvent au maximum atteindre les valeurs suivantes :

$k = 50\,000$ kg par m^2 pour la maçonnerie ordinaire en moellons,

$k = 70\,000$ kg par m^2 pour la maçonnerie ordinaire en briques,

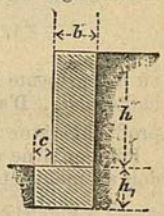
$k = 100\,000$ kg par m^2 pour la bonne maçonnerie de briques,

$k = 120\,000$ à $140\,000$ kg par m^2 pour la maçonnerie de briques de première qualité avec mortier de ciment,

$k' = 45\,000$ kg par m^2 pour un bon terrain à bâtir.

b. Murs à section rectangulaire. Lorsque le sol est horizontal et que la hauteur du mur $= h$ (fig. 215), l'épaisseur b de ce mur doit être

Fig. 215.



$$b = \frac{h\left[\gamma_t h + 3p\right] \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{1}{2}\rho\right)}{\gamma_m\left[3 - 4\frac{\gamma_m}{k}h\right]}$$

pour que les matériaux ne soient pas écrasés.

Pour qu'il y ait sécurité contre le glissement, il faut que

$$b \geqq \frac{\gamma_t h + 2p}{2\mu\gamma_m} \operatorname{tg}^2\left(45° - \tfrac{1}{2}\rho\right),$$

où $\mu = 0{,}70$ représente le coefficient de frottement de la maçonnerie sur la maçonnerie.

La sallie c des fondements comporte :

$$c = \tfrac{1}{6}\frac{\gamma_t}{\gamma_m}\frac{H^2}{b}\operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\rho}{2}\right) + \frac{2\gamma_m b H}{3k'} - \frac{b}{2},$$

où $$H = h + h_1 + \frac{p}{\gamma_t};$$

h_1 représente la profondeur des fondements, pour γ_t et p, v. p. 366.

Soit maintenant $G = \gamma_m b\,(h + h_1) + \gamma_m c h_1$ le poids du mur et de

ses fondements; pour qu'il ne se produise pas de glissement suivant le plan de base des fondations, il faut que

$$\mu G + \tfrac{1}{2}\gamma_t h_1^2 \operatorname{tg}^2\left(45° + \frac{\rho}{2}\right) = \Delta\left\{\tfrac{1}{2}\gamma_t(h+h_1) + p\right\}(h+h_1)\operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\rho}{2}\right),$$

où Δ doit être pris au moins égal à 1,25.

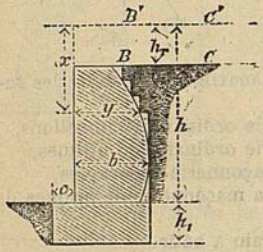
Le coefficient de frottement μ a les valeurs suivantes :

$\mu = 0{,}60$ pour fondements sur le sol naturel,

$\mu = 0{,}70$ pour fondements sur béton,

$\mu = 0{,}78$ pour fondements sur le roc.

Fig. 216.



c. Mur de soutènement à face interne en gradins et à face externe verticale (fig. 216). (Employés dans les bajoyers des écluses).

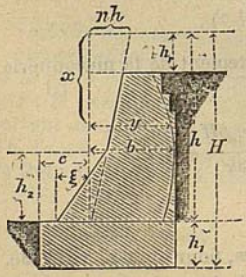
Supposons que la charge p par m^2 de superficie du sol soit remplacée par une charge égale provenant d'une couche de terre de hauteur $h_r = \frac{p}{\gamma_t}$ et tirons l'horizontale $B'C'$ à cette distance h_r de BC. A la profondeur x au-dessous de $B'C'$ l'épaisseur de mur nécessaire est :

$$y = x \operatorname{tg}\left(45° - \frac{\rho}{2}\right)\sqrt{\frac{\gamma_m}{\gamma_t}\,\frac{(3h-2x)\,(k+\gamma_m x - \gamma_m h)}{k\,(h+2x) - \gamma_m h\,(3x+h)}},$$

où h représente la hauteur du mur de soutènement augmentée de la hauteur h_r. D'après cette formule, on peut donc déterminer le profil théorique et pratique du mur.

Pour qu'il ne se produise pas de glissement, l'épaisseur b du mur doit au moins être égale à

Fig. 217.



$$b = \frac{\gamma_t h \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\rho}{2}\right)}{2\gamma_m \mu},$$

où $\mu = 0{,}7$. La saillie c se calcule avec la formule du § *b*. Pour qu'il ne se produise pas de glissement suivant la base des fondations, il faut que la formule donnée au haut de cette page soit satisfaite.

d. Mur de soutènement à face interne en gradins et à face externe inclinée sur la verticale (fig. 217). Les notations étant les mêmes que dans *c*); le profil théorique se détermine au moyen de l'équation :

$$y = \sqrt{\frac{\frac{\gamma_t}{\gamma_m} x^2 (3h - 2x) \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \frac{1}{2}\rho) + n^2 h^3}{h + 2x}}.$$

Après le calcul de la section théorique et l'adoption du profil réel, on trouve :

$$\xi = \frac{\gamma_m h (2b - nh)}{3k - \gamma_m h_2},$$

et

$$c = \frac{1}{\gamma_m (bH - 0{,}5nh^2)} \left\{ \frac{1}{6} \gamma_t H^2 \operatorname{tg}^2 (45^\circ - \tfrac{1}{2}\rho) - \gamma_m bH \left(\frac{b}{2} - \xi' \right) + \gamma_m \frac{nh^2}{2} \left(\frac{nh}{3} - \xi' \right) \right\}$$

où

$$\xi' = \frac{\gamma_m (2bH - nh^2 + \xi h_2)}{3k'}.$$

Pour que le mur ne glisse pas dans le plan de base des fondations, il faut que :

$$\mu G + \tfrac{1}{2} \gamma_t h_1^2 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\rho}{2} \right) = \Delta \tfrac{1}{2} \gamma_t H^2 \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)$$

Pour les valeurs de Δ et de μ voir § *b*.

Les valeurs de γ_m sont à prendre dans l'appendice de cet ouvrage.

III. THÉORIE DES VOUTES *)

1. Formules pour calculer l'épaisseur des voûtes.

a. Formules de A. v. Haven : Dans les ponts de chemins de fer à voies normales et dans les ponts-routes, lorsque la résistance à l'écrasement des voussoirs (moellons) comporte de 300 à 350 *kg* et plus par cm^2, l'épaisseur (en *m*) de la voûte à la *clef* est :

$$d_m = 0{,}25 + l \left(0{,}025 + 0{,}0034 \frac{l}{h} \right)$$

pour une épaisseur de cailloutage de 1 *m* (du sommet de la courbe extérieure de la voûte jusque sous les rails).

Dans la formule ci-dessus,

l représente l'ouverture de la voûte ou la distance entre les pieds droits, en *m* et,

h la flèche de l'intrados, en *m*,

*) Dans la XIII^e partie de l'ouvrage se trouvent des données empiriques.

Dans les voûtes de 8 à 10 *m* d'ouverture, lorsque le cailloutage au dessus du sommet de la courbe extérieure de la voûte comporte une épaisseur de *e m*, on a : dans les ponts en plein cintre pour *chemins de fer* :

$$d_{me} = d_m \sqrt{1 + \frac{e-1}{4{,}5}} \quad \text{et}$$

dans les *ponts-routes* :

$$d_{me} = d_m \sqrt{1 + \frac{e-1}{7}}.$$

Ces formules sont applicables jusqu'à $h = 30$ *m*.

Dans les voûtes en briques résistantes, on a :

$$d_b = d_m + d_m \left(\frac{1 - d_m}{2} \right)$$

$$d_{be} = d_{me} + d_{me} \left(\frac{1 - d_{me}}{2} \right)$$

Dans les voûtes en briques bien cuites :

$$d_c = d_m + d_m \left(\frac{2 - 1{,}5\, d_m}{3} \right)$$

$$d_{ce} = d_{me} + d_{me} \left(\frac{2 - 1{,}5\, d_{me}}{3} \right)$$

b. Formules de Schwarz (applicables pour voûtes jusqu'à 5 *m* d'ouverture).

Soient :

Q la charge en *kg* de la demi-voûte, y compris le poids propre,

d l'épaisseur de la voûte à la clef, en *m*,

k la charge admissible de la maçonnerie, en *kg* par cm^2,

h la flèche de l'intrados, en *m*,

l l'ouverture de la voûte, en *m*,

C une constante $= 0{,}2$ pour les voûtes fortement chargées (magasins), $= 0{,}1$ pour celles moyennement chargées (supportant les planchers) et $= 0{,}05$ pour celles faiblement chargées (comme dans les églises). On a :

pour $h < \frac{1}{3} l$: $\quad d = C + \frac{1}{21000} \frac{Ql}{kh}$

$h > \frac{1}{3} l$: $\quad d = C + \frac{1}{7000} \frac{Ql}{kh}$

2. *Théorie de la ligne des centres de pression ou de la « ligne ou courbe d'appui »*), (Stützlinie) de Schwedler.*

*) La courbe d'appui ou des centres de pressions est un arc linéaire idéal, en équilibre sous l'action des forces extérieures, ne supportant aucun effort transversal ou de

Nous supposerons, dans ce qui suit, que la charge que la voûte a à supporter, soit remplacée par une masse homogène de même matière que la voûte, répartie sur cette voûte de telle sorte que les pressions transmises à l'arc soient les mêmes que celles qui proviendraient de la charge réelle.

Nous nommerons alors la courbe qui limite la partie supérieure de cette masse homogène : la ligne de la charge réduite ou simplement la *ligne de charge* (*Belastungslinie*); nous prendrons comme profondeur de la voûte, l'unité de longueur et, comme unité de force, le poids de l'unité de volume de la masse homogène.

a. Si la courbe d'appui doit se confondre avec l'arc moyen de rayon r d'une voûte circulaire, on doit avoir :

$$r = \frac{H \sec^3 \alpha}{z}$$

où

H représente la poussée horizontale,

α l'angle de la tangente à la courbe d'appui avec l'horizontale,

z la hauteur de charge en M (fig. 218).

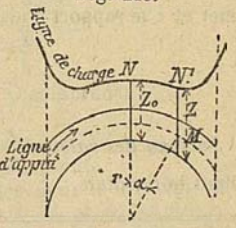
On a :

$$H = r z_0 ;$$

l'équation de la courbe de la charge est :

$$z = z_0 \sec^3 \alpha .$$

Fig. 218.



Comme dans la pratique la ligne de la charge est ordinairement horizontale, on choisit le rapport entre les grandeurs z_0, r et la plus grande valeur de α de telle sorte que cette courbe se rapproche le plus possible de l'horizontale.

On peut par exemple :

pour $\frac{r}{z_0} = 25$ prendre α jusqu'à 70°

» » $= 15$ » » 60°

» » $= 10$ » » 55°

» » $= 5$ » » 45°

» » $= 3$ » » 40°

sans que la courbe de la charge dépasse de beaucoup l'horizontale passant par le point le plus haut de z_0.

Il est à remarquer que c'est entre les valeurs $\frac{r}{z_0} = 5$ et $\frac{r}{z_0} = 3$ que la courbe de la charge se rapproche le plus de l'horizontale.

---

cisaillement mais soumis simplement à des efforts tangentiels (cette courbe est la courbe de pression ordinaire ou la courbe de résistance de M. Moseley lorsque les joints sont supposés infiniment voisins).

La ligne de charge peut être construite très facilement par une méthode graphique (fig. 219) :

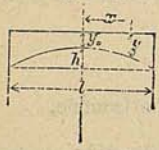
Fig. 219.



On décrit avec r comme rayon l'arc de cercle représentant la courbe de pression donnée et avec le rayon $r + z_0$ un arc auxiliaire concentrique. Pour obtenir la hauteur de charge correspondant à un angle au centre quelconque α, on mène par a une verticale, on tire $cb \perp ba$; $cd \perp ac$ et $de \perp ad$: $ea = z$ est la hauteur de charge cherchée.

3. *Détermination de la courbe d'appui d'une voûte dans laquelle la ligne de charge est horizontale* (fig. 220).

Fig. 220.



L'équation de la courbe d'appui est :

$$x = \sqrt{H} \log. \text{nat.} \frac{y + \sqrt{y^2 - y_0^2}}{y_0}.$$

Il est préférable, pour la bonne exécution des joints, de construire la courbe d'appui à l'aide des rayons de courbure r.

Si on appelle r_0 le rayon de courbure au sommet et c le rapport constant $\frac{r_0}{y_0}$, on a :

$$r = y_0 \frac{c \sec^3 \alpha}{\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha}}$$

Tableau des valeurs $\frac{r}{y_0}$ *de la courbe d'appui*, la ligne de la charge étant horizontale.

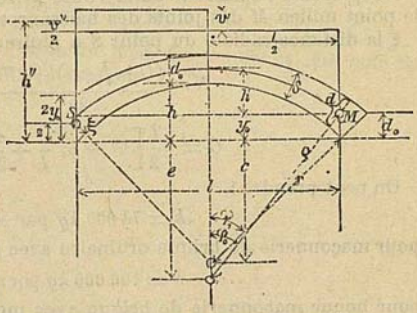
Angle α^0	$c = \frac{r_0}{y_0} =$									
	25	20	15	10	8	5	3	1	0,5	0,1
0	25,0	20,0	15,0	10,0	8,00	5,00	3,00	1,00	0,50	0,10
5	23,2	18,7	14,3	9,7	7,84	4,96	3,01	1,01	0,51	0,10
10	19,8	16,6	13,1	9,1	7,51	4,89	3,02	1,03	0,52	0,10
15	16,7	14,4	11,6	8,5	7,10	4,78	3,04	1,07	0,55	0,11
20	14,6	12,6	10,5	7,9	6,68	4,70	3,06	1,14	0,58	0,12
25	13,4	11,6	9,7	2,5	6,48	4,64	3,13	1.22	0,64	0,13
30	12,5	11,1	9,4	7,4	6,42	4,70	3,27	1,34	0,71	0,15
35	12,6	11,1	9,4	7,5	6,55	4,84	3,47	1,41	0,82	0,18
40	12,8	11,4	9,8	7,8	6,87	5,19	3,75	1,69	0,96	0,21
45	13,8	12,2	10,5	8,5	7,48	5,70	4,22	1,99	1,15	0,27
50	15,5	13,8	11,9	9,3	8,55	6,56	4,89	2,40	1,43	0,35
55	18,4	16,2	14,1	11,4	10,00	7,85	5,90	3,00	1,85	0,48
60	23,0	20,5	17,7	14,4	12,80	10,00	7,60	4,00	2,53	0,70

D'après ce tableau, on voit que dans les limites $\alpha = 0°$ et $\alpha = 50°$, les nombres successifs (proportionnels aux rayons) se trouvant dans chaque colonne sont peu différents les uns des autres et on peut remarquer que de *c égale 5 jusqu'à* 3, si α ne dépasse pas 40°, les différences des valeurs des rayons dans la même colonne sont si petites qu'on peut, dans la construction, remplacer les courbes entre à ces limites, par des arcs de cercle.

*4. Calcul des voûtes surbaissées pour les arches des ponts**) :

Soient en m (fig. 221) :

Fig. 221.



l la distance entre les pieds droits de la voûte,

h la montée ou flèche de l'intrados,

h' la flèche de la courbe moyenne de la voûte,

v la hauteur de la charge roulante réduite à la densité de la maçonnerie dont se compose la voûte ($= 0{,}25$ à $0{,}30$ m dans les ponts-routes et $= 0{,}8$ à $1{,}2$ m dans les ponts pour chemins de fer **),

h'' la hauteur de charge aux naissances, en y comprenant $\frac{1}{2}v$,

δ l'épaisseur moyenne de la voûte,

ρ le rayon de l'arc de cercle moyen de la voûte,

γ le poids de 1 m^3 des matériaux constituant la voûte ;

en faisant usage des autres notations visibles dans la fig. 221, en supposant la profondeur de la voûte égale à 1 m, et en se plaçant dans l'hypothèse que la moitié gauche seulement de la voûte supporte la charge de roulement, la poussée horizontale est égale à

$$H = \frac{\gamma l^2}{8h'}\left\{ h'' - 0{,}86\, h \left\{ \frac{1}{1 + \frac{15}{8}\frac{\delta^2}{l}\frac{\varphi_0}{h^2}\left(\frac{2h'}{3} + y_0 + e\right)} \right.\right. \text{**)}$$

Le point d'application S de la poussée sur les pieds-droits est déterminé par la formule :

$$z = C_1 - \frac{C_2}{H} - \gamma\frac{vl^2}{64H},$$

où

$$C_1 = \frac{\varphi_0}{l}\left(\rho^2 - \frac{\delta^2}{6}\right) - \frac{e}{2} + \frac{y_0}{2} \quad \text{et}$$

$$C_2 = \frac{\gamma}{96}\left\{ 2l^2\left(4h'' + \tfrac{5}{2}s\right) - 12\varphi_1\frac{r^2}{l}(l^2 - r^2) - c\,(6r^2 - 5l^2)\right\}$$

*) D'après Muller-Breslau.

**) Si l'on veut avoir H lorsque la voûte est entièrement chargée ou lorsqu'elle n'est pas chargée, il faut remplacer h'' respectivement par $h'' + \frac{1}{2}v$ et par $h'' - \frac{1}{2}v$

La charge ou tension par m^2 des matériaux de la voûte est :

$$k = \frac{6H}{d^2}\left(\frac{2}{3}\,y_0 - z\right)$$

pour $z > \frac{2}{3}\,y_0$ et

$$k = \frac{2N}{3\xi}$$ dans le cas où

$z < \frac{2}{3}\,y_0$;

d représente l'épaisseur de la voûte prise sur le rayon passant par le point milieu M des joints des naissances,

ξ la distance radiale du point S à l'intrados, et

$$N = \frac{\left(G + \frac{5}{4}\gamma v l\right)l + 2Hc}{2r}$$ où

$$G = \gamma\,\frac{l}{2}\left[h'' - \varphi_1\,\frac{r^2}{l} + \frac{c}{2} + \frac{v}{2}\right]$$

On peut prendre :

$$k = 70\,000\ kg \text{ par } m^2,$$

pour maçonnerie de brique ordinaire avec mortier de chaux ;

$$k = 100\,000\ kg \text{ par } m^2$$

pour bonne maçonnerie de brique avec mortier de ciment ;

$$k = 140\,000\ kg \text{ par } m^2,$$

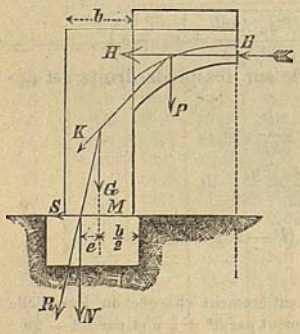
pour maçonnerie de brique première qualité avec mortier de ciment et

$$k = 160\,000 \text{ à } 330\,000\ kg \text{ par } m^2.$$

pour voûtes en grès.

5. *Stabilité des pieds-droits ou culées* (fig. 222).

Fig. 222.



Soient, en kg :

K la poussée exercée sur le pied droit lorsque la voûte est complètement chargée,

G le poids du pied droit non chargé

R la résultante de K et de G. Si l'on décompose R suivant deux directions, l'une normale et l'autre parallèle au joint AB, on doit avoir

$$S \leq 0{,}7N.$$

Si e représente la distance (en m), dans le plan du joint AB, du point d'application de R au point milieu M de ce joint, et si l'on désigne par b

l'épaisseur du pied-droit, la charge par m^2 de la maçonnerie est :

$$1) \qquad k = \frac{N}{b}\left(1 + \frac{6e}{b}\right),$$

lorsque $e < \frac{b}{6}$ et

$$2) \qquad k = \frac{2N}{3\,(0{,}5b - e)},$$

lorsque $e > \frac{b}{6}$

Pour la question du glissement du pied droit suivant AB, voir le chapitre relatif aux murs de soutènement.

SIXIÈME PARTIE

ÉLÉMENTS DES MACHINES

I. ASSEMBLAGE DES ÉLÉMENTS DE MACHINES

A. COLLES *)

1. *Colle forte.* La résistance absolue, en *kg* par mm^2, d'un joint obtenu avec de la bonne colle forte est pour :

	Bois de hêtre.	Bois de charme.	Bois de chêne.	Bois de sapin.	Bois d'érable.
Bois de bout sur bois de bout.	1,50	1,01	1,22	1,05	1,00
Bois de fil sur bois de fil.	0,77	0,79	0,54	0,24	0,63

Lorsque deux surfaces sont collées, on ne peut les soumettre qu'à $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10}$ des valeurs ci-dessus indiquées si l'on veut qu'elles résistent longtemps et sûrement à l'effort qu'elles ont à soutenir.

2. *Colle ne perdant pas sa force d'adhérence à l'humidité.*

On cuit 8 parties de colle forte, avec environ 30 parties d'eau de manière à obtenir une masse bien liée, on ajoute alors $4\frac{1}{2}$ parties de vernis gras (huile lithargirée) et on cuit le tout encore pendant 2 ou 3 minutes, sans discontinuer de remuer le mélange.

B. MASTICS *)

1. *Mastic imperméable pour tuyaux en fonte,* etc. On fait un mélange à sec et à poids égaux de poudres de chaux vive, de ciment romain, d'argile et de limon que l'on pétrit avec environ $\frac{1}{6}$ du poids total d'huile de lin. Une plus grande addition de ciment augmente la qualité du mastic.

*) D'après Karmasch.

2. *Mastic résistant à l'influence de l'humidité et de la chaleur, mais non à l'action directe du feu (pour tuyaux à gaz et à vapeur,* etc.). On prend 2 parties de minium, 5 parties de céruse (blanc de plomb), 4 parties de terre à pipes réduite en poudre fine ; on fait du tout un mélange intime qu'on pétrit avec du vernis gras de manière à obtenir une masse consistante.

3. *Mastic de fer pour tuyaux à eau et à vapeur, pour chaudières,* etc. On prend 2 parties de sel ammoniac, 35 parties d'alésures de fer et 1 partie de soufre ; on mélange le tout avec de l'eau de manière à obtenir une masse consistante qu'on chasse, avec le ciseau, à coups de marteau, dans les joints. Ou bien on mélange 2 parties de sel ammoniac, 1 partie de fleur de soufre, 60 parties de fins copeaux (de foret) de fer avec de l'eau contenant $\frac{1}{6}$ de vinaigre ou un peu d'acide sulfurique.

On obtient un autre mastic en prenant 100 parties de limaille de fer non oxydée, ou bien, de fins copeaux de foret ou de tournure de fer ; on ajoute 1 partie de sel ammoniac ; on remue bien le mélange et on l'humecte avec de l'urine. C'est dans cet état que la masse est introduite dans les joints. Ce mastic résiste aussi bien au feu qu'à l'air libre.

4. *Mastic pour les joints des fourneaux en fer.* On mélange des cendres de bois passées au travers d'un fin tamis avec une quantité égale de limon broyé et tamisé, on introduit un peu de sel dans le mélange et on ajoute la quantité d'eau qui est nécessaire pour obtenir une pâte facile à étendre.

5. *Mastic de fer résistant à la chaude.* On l'obtient en prenant 4 parties de limaille de fer, 2 parties d'argile et 1 partie de fragments pilés de creusets de la Hesse, ou d'argile réfractaire ; les substances entrant dans le mélange sont de la grosseur de grains de colza ; on fait du tout une pâte au moyen d'une solution saturée de sel de cuisine.

6. *Mastic pour fixer le métal sur le bois ou sur la pierre.* On l'obtient en fondant 4 parties de poix noire avec 1 partie de cire ; on ajoute 1 partie de craie ou de brique pilée que l'on a eu soin de laver et on applique ce matic en couches minces sur l'objet qui doit être assujetti ; cet objet doit être préalablement chauffé.

C. SOUDURES

La *Soudure faible ou tendre* *) est ou bien de l'étain pur, ou bien un mélange d'étain et de plomb, ou encore un mélange d'étain, de plomb et de bismuth. La meilleure soudure tendre se compose de

*) Soudure tendre, voir *Appendice*; Tableau donnant la composition de quelques alliages.

17 parties d'étain et de 10 de plomb ; elle fond à 170° *C* tandis que l'étain pur a son point de fusion vers 230° *C*.

La *soudure forte* possède une force de cohésion beaucoup plus grande que la soudure tendre et est surtout employée pour souder ensemble le cuivre, le laiton, le fer, l'acier, etc.

En général elle est composée de laiton ou cuivre jaune et de zinc. (v. tableau ci-dessous). Afin que le métal chaud ne s'oxyde pas pendant le soudage, on doit l'isoler de l'air, ceci s'obtient, dans le cas de la soudure tendre, au moyen de colophane, de sel ammoniac, ou d'huile, et dans le cas de la soudure forte avec du borax, de la poudre de verre, etc.

Tableau sur la composition de quelques soudures fortes.

Soudure pour	Etain.	Zinc.	Cuivre.	Laiton.	Propriétés spéciales.
Laiton, Acier, Fer, Cuivre.	—	1	—	7	très rebelle.
	—	1	—	3—4	rebelle.
	—	1	—	2—2½	appropriée aux travaux en laiton.
	1	4—7	—	12	presque blanche.
	1	10	—	22	
	4	1	—	20	
	2	1	—	11	
	1	—	—	4	blanche.
	10	—	6	4	

Comme soudure pour le fer forgé on prend le cuivre ; pour fer sur cuivre, le laiton ; pour le cuivre, 1 partie de plomb, 1 partie de cuivre.

Le fer forgé se soude et s'acière à la chaleur blanche ou à environ 90° Wedgewood.

D. RIVETS *)

Les rivets peuvent être soumis à un effort agissant ou bien alternativement suivant différentes directions, ou bien toujours dans la même direction. Comme on ne peut pas admettre que le rivet remplisse entièrement son trou, (le jeu ne doit, en général, pas comporter plus du 5 % du diamètre) **), il y a à faire les distinctions suivantes.

I. *Rivets avec lesquels il ne doit pas y avoir possibilité de déplacements* (comme par exemple dans les balanciers, tiges, etc). Ces dé-

*) Pour le poids des rivets voir l'*appendice*.

**) *Gazette de la société des ingénieurs allemands*. Année 1862, page 308.

placements sont empêchés uniquement par les frottements engendrés entre les surfaces assemblées, par suite de la tension longitudinale des rivets. (Par surfaces de frottement, nous entendrons les surfaces qui se déplaceraient les unes par rapport aux autres, si par suite d'un effort excessif le glissement avait lieu.)

Pour un rivet placé à chaud, de la manière ordinaire, le frottement (résistance au glissement) de chaque surface de frottement est d'au moins 5 *kg* par mm^2 de la section du rivet*) ; ainsi pour un coefficient de frottement que l'on peut estimer au maximum à $\frac{1}{3}$, la tension longitudinale dans le rivet est de 15 *kg* par mm^2 ce qui, pour le fer, abstraction faite des tensions tangentielles, atteint déjà la limite d'élasticité.

Soient :

δ l'épaisseur de la tôle,

d le diamètre du rivet,

e la distance entre deux rivets d'une même rangée,

m le nombre de surfaces de frottement pour un rivet,

n le nombre des rangées de rivets d'une couture,

a la distance du bord de la tôle au centre du trou du rivet,

$\varphi = \frac{e-d}{e}$ = rapport entre la résistance de la tôle percée pour recevoir les rivets et celle de la tôle pleine.

Si le glissement des surfaces de frottement les unes par rapport aux autres doit se produire *aussitôt* que la limite d'élasticité dans les tôles est atteinte, on doit avoir :

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{mn}{2{,}8} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}, \quad \text{et}$$

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi} \cdot \frac{2.8}{mn} \cdot \frac{\delta}{d}}.$$

Dans les rivures à recouvrement (fig. 223) de même que dans les rivures à chaîne (fig. 224), l'expérience a montré qu'il y a deux sur-

Fig. 223.

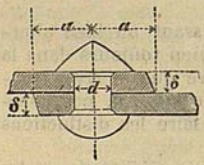
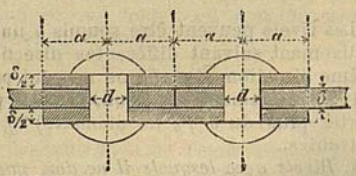


Fig. 224.



faces de frottement c'est-à-dire qu'il se produit un glissement entre

*) D'après des expériences faites lors de la construction des ponts de la *Britannia*, on trouva de 5 à 7 kg. par mm² de section du rivet. (Grashof, *Festigkeitslehre*).

la tôle et l'une des têtes du rivet ; pour les longs rivets cependant, on doit plutôt admettre, qu'étant soumis déjà à une tension atteignant la limite d'élasticité, ces rivets se courberont plutôt que de permettre un tel glissement.

La grandeur a ne peut se déterminer par le calcul ; dans les tableaux suivants, on a supposé :

$$\left(a - \frac{d}{2}\right)\delta = \frac{3}{4}\frac{\pi d^2}{2}$$

	$mn = 2$					$mn = 4$				
$\frac{d}{\delta} =$	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
$\frac{a}{\delta} =$	2,76	3,47	4,24	5,09	6,01	4,02	5,18	6,48	7,92	9,51
$\frac{e}{\delta} =$	2,08	2,68	3,37	4,11	4,93	2,08	2,68	3,37	4,11	4,93
$\varphi =$	0,44	0,50	0,53	0,56	0,58	0,63	0,66	0,69	0,72	0,74

Dans le cas de rivures à la main, il n'est pas bon de prendre le diamètre des rivets supérieur à 25 *mm*.

II. *Rivets pour lesquels il peut se produire un déplacement jusqu'à obtention d'une tension tangentielle dans les rivets* (chaudières à vapeur, poutres, etc).

Comme on emploie toujours, pour les rivets, des matériaux de premier choix, on peut, avec Fairbain, prendre la tension tangentielle dans les rivets égale à la tension dans la tôle affaiblie par les trous des rivets. Si s désigne le nombre des sections suivant lesquelles chaque rivet serait éventuellement cisaillé, on a :

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4} \cdot ns\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta} \quad \text{et} \quad \varphi = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi ns}\frac{\delta}{d}} = 1 - \frac{d}{e}.$$

I. RIVURES DES POUTRES DE PONTS, ETC.

Comme les rivets dans ces constructions doivent offrir une grande solidité, on choisit pour le rapport $\frac{d}{\delta}$ des valeurs comprises entre 1,75 et 2,5 ; cette dernière valeur doit être considérée comme un maximum *).

*) Car, d'après Grashof, si cette valeur était dépassée, il pourrait se produire un refoulement des bords des trous de rivets

Tableau pour rivures de poutres de ponts, etc.

	$ns = 1$				$ns = 2$				$ns = 3$				$ns = 4$			
d	1,75	2,00	2,25	2,50	1,75	2,00	2,25	2,50	1,75	2,00	2,25	2,50	1,75	2,00	2,25	2,50
e	4,16	5,14	6,23	7,41	6,56	8,28	10,20	12,30	6,56	8,28	10,20	12,30	11,40	14,60	18,20	22,10
a	2,41	3,14	3,98	4,91	2,41	3,14	3,98	4,91	4,82	6,28	7,97	9,82	4,82	6,28	7,97	9,82
φ	0,58	0,61	0,64	0,66	0,73	0,76	0,78	0,80	0,73	0,76	0,78	0,80	0,85	0,86	0,88	0,89

D'après Winkler *), dans les poutres de ponts, la somme des surfaces coupées qui proviendraient d'un cisaillement doit être égale à la section des pièces soumises à la traction ou au 7/8 de la section de celles soumises à la compression. Dans les pièces soumises à un effort de traction la première rangée de rivets doit contenir le moins possible de rivets. Il faut répartir les rivets de telle manière qu'il y en ait, tant que faire se peut, le même nombre des deux côtés de l'axe.

Dans les membrures il faut disposer les rivets de manière que dans chaque section il y en ait le moins grand nombre possible.

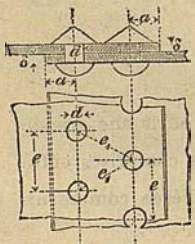
Pour une portée de l m on prend pour le diamètre, en mm, des rivets :

$$d = 20 + 0{,}05l.$$

La division des rivets reliant les cornières aux tôles verticales (ou âmes) se prend, en général, égale à $6d$; en dehors des cornières, dans la membrure comprimée on peut, pour cette distance, prendre jusqu'à $12d$ et dans la membrure soumise à la traction jusqu'à $18d$.

II. RIVURES POUR CHAUDIÈRES A VAPEUR.

Fig. 225.



Comme pour ces rivures, il faut en même temps, une grande solidité et une bonne étanchéité, on choisit le rapport $\frac{d}{\delta}$ entre 1,5 et 2.

Les coutures transversales sont à rivure simple; les coutures longitudinales (qui sont soumises à des efforts plus considérables), sont à rivure double avec rivets plus distancés (fig. 225).

Cette dernière sorte de couture est employée surtout dans les chaudières ayant plus de 1,5 m de diamètre et dans le cas d'une haute

*) E. Winkler, *Vorträge uber Brückenbau.*

tension de la vapeur. Les mêmes remarques s'appliquent aux rivures avec tôles de recouvrement ou rivures à plat joint.

On a pour la

Rivure simple :

$$\frac{e}{\delta}=\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2+\frac{d}{\delta};$$

$$\varphi=\frac{1}{1+\frac{4}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)}=1-\frac{d}{e}.$$

Rivure double :

$$\frac{e}{\delta}=\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2+\frac{d}{\delta};$$

$$\frac{e_1}{\delta}=\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2+\frac{d}{\delta};$$

$$\varphi=\frac{1}{1+\frac{4}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)}=1-\frac{d}{e}.$$

A l'aide de ces formules a été calculé le tableau suivant :

Tableau pour rivures des chaudières à vapeur.

	Rivure simple				Rivure double			
$\frac{d}{\delta}=$	1,5	1,6	1,75	2,0	1,5	1,6	1,75	2,0
$\frac{e}{\delta}=$	3,27	3,61	4,16	5,14	5,03	5,61	6,56	8,28
$\frac{e_1}{\delta}=$	—	—	—	—	3,27	3,61	4,16	5,14
$\frac{a}{\delta}=$	2,05	2,31	2,78	3,35	2,05	2,31	2,78	3,35
$\varphi=$	0,54	0,56	0,58	0,61	0,71	0,72	0,73	0,76

D'après Lemaître (fabricant de chaudières à Paris) on peut prendre pour les chaudières à vapeur dans le cas de *rivures simples*, $d=4+1{,}5\,\delta$; $e=10+2d$; $a=1{,}5d$.

Pour les cas se présentant dans la pratique φ est compris entre 0,65 et 0,58.

Dans le cas *de rivures doubles* : $e=20+3d$; $e_1=10+2d$.

Dans les chaudières à haute pression on emploie souvent, pour les *tôles en fer*, la formule $d=1{,}6\,\delta$; pour les *tôles en acier*, $d=2\delta$.

On prend :

le diamètre de la tête forgée d'avance $=1{,}8d$, sa hauteur $=0{,}6d$;

le diamètre de la tête formée par le rivetage $=2d$, sa hauteur $=0{,}8d$,

la longueur du corps cylindrique $=2\delta+1{,}7d$,

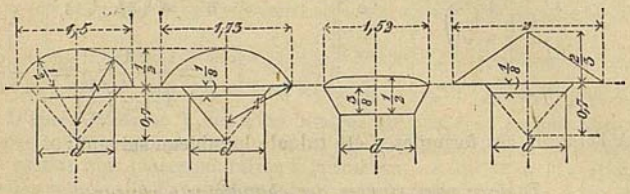
Les rivets dont le corps doit prendre la forme d'un double tronc de cône dont les bases s'appuient sur les têtes du rivet peuvent s'obtenir sans procédé artificiel.

D'après des expériences de Reiche *), lorsqu'on perce les tôles, les parois du trou sont unies seulement dans le cas où le diamètre de la matrice surpasse celui du poinçon de $\frac{1}{4}\ \delta$.

Les tôles à assembler doivent être placées l'une sur l'autre de façon que les parties les plus étroites des trous soient en contact.

Formes convenables pour les rivets.

Fig. 226.



d = *module ou unité de comparaison.*

Les *gazomètres* ont toujours à peu près la même épaisseur de tôle et les mêmes rivures. Des exemples pris dans la pratique ont été exécutés avec des rivets à froid de 7 à 7 $\frac{1}{2}$ *mm* de diamètre, distants les uns des autres de 25 *mm* et distants du bord des tôles de 13 *mm*. L'étanchéité est assurée par l'introduction entre les tôles à assembler d'étoupes (provenant de fines cordes de chanvre, de toiles à sac ou à voiles) imbibées de mastic au minium.

Le poids des marteaux de rivetage doit au moins comporter les chiffres du tableau suivant :

Diamètre du rivet.	Pour refouler le rivet		Pour donner le fini à la tête, deux frappeurs.
	maître-frappeur.	frappeur.	
mm	*kg*	*kg*	*kg*
20	3,75	4,50	4,50 — 6
23	3,75	4,50	7,50
26	3,75	7,50	7,50 — 10

D'après Molinos et Pronnier une équipe d'ouvriers exercés travaillant sur pièces horizontales (poutres de ponts), peut poser journellement :

200 à 250 rivets de 18 *mm* de diamètre,
180 à 200 rivets de 20 *mm* de diamètre,
100 à 125 rivets de 22 *mm* de diamètre,
90 à 100 rivets de 25 *mm* de diamètre,

*) Voir *Civilingénieur*. 1884, page 235.

E. CLOUS *)

Résistance, en kg, à l'arrachement des clous, par mm² de la surface extérieure de la portion enfoncée.

Sortes de bois.	Clous enfoncés	
	de bout ou du côté de la moelle.	perpendiculairement aux fibres.
Bois de sapin	0,351	0,636
Bois de tilleul	0,351	0,665
Bois de hêtre	0,687	1,060
Bois de charme	0,826	1,162
Bois de chêne	1,030	1,418

Les *charges admissibles* des assemblages par clous, peuvent comporter de $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10}$ des valeurs du précédent tableau.

Les trous percés à l'avance doivent au maximum avoir les $\frac{2}{3}$ du diamètre des clous y correspondant. Les goujons et les chevilles en bois sont assez souvent fixés au moyen de colle, de mastics ou de clavettes.

F. VIS

Pour la construction de l'hélice, v. p. 104.
considérations mécaniques sur la vis : p. 146.

Soient maintenant:

d le diamètre du boulon,

d_1 le diamètre au fond du filet,

n le nombre de pas par pouce anglais,

n_1 le nombre de pas sur une longueur $= d$,

p la longueur du pas,

t la profondeur du filet,

2β l'angle des arêtes du filet dans les vis à filet triangulaire,

D l'ouverture de la clef ou le diamètre du cercle inscrit à une tête ou à un écrou à 4 ou à 6 pans,

h la hauteur de l'écrou,

h_1 la hauteur de la tête,

P la charge de traction axiale à laquelle le boulon peut résister avec sécurité.

*) D'après Karmarsch.

a. Vis d'assemblage.

1. α) *Les vis à filet triangulaire**) sont ordinairement exécutées d'après le système Whitworth.

Scala de Whitworth.

Diamètre du boulon		Diamètre du noyau		Nombre de pas		Charge admissible en *kg*.	Hauteur de l'écrou en *mm*.	Hauteur de la tête en *mm*.	Ouverture de la clef.
en pouces anglais	en *mm*.	en pouces anglais	en *mm*.	par pouce anglais	pour la longueur *d*				
d	*d*	d_1	d_1	*n*	n_1	*P*	*h*	h_1	*D*
1/4	6,3	0,186	4,72	20	5	48	6	4	13
5/16	7,9	0,241	6,09	18	5 5/8	81	8	6	16
3/8	9,5	0,295	7,36	16	6	118	10	7	19
7/16	11,1	0,346	8,64	14	6 1/8	164	11	8	21
1/2	12,7	0,393	9,91	12	6	215	13	9	23
5/8	15,9	0,509	12,92	11	6 7/8	370	16	11	27
3/4	19,0	0,622	15,74	10	7 1/2	542	19	13	33
7/8	22,2	0,733	18,54	9	7 7/8	752	22	15	36
1	25,4	0,840	21,33	8	8	998	25	18	40
1 1/8	28,6	0,942	23,87	7	7 7/8	1253	29	20	45
1 1/4	31,7	1,067	26,92	7	8 3/4	1590	32	22	50
1 3/8	34,9	1,162	29,46	6	8 1/4	1900	35	24	54
1 1/2	38,1	1,287	32,68	6	9	2350	38	27	58
1 5/8	41,3	1,369	35,28	5	8 1/8	2740	41	29	63
1 3/4	44,4	1,494	37,84	5	8 3/4	3140	44	32	67
1 7/8	47,6	1,591	40,38	4 1/2	8 7/16	3590	48	34	72
2	50,8	1,716	43,43	4 1/2	9	4140	51	36	76
2 1/4	57,1	1,930	49,02	4	9	5280	57	40	85
2 1/2	63,5	2,180	55,37	4	10	6750	64	45	94
2 3/4	69,8	2,384	60,45	3 1/2	9 5/8	8030	70	49	103
3	76,2	2,634	66,80	3 1/2	10 1/2	9800	76	53	112
3 1/4	82,5	2,857	72,57	3 1/4	10 9/16	11600	83	58	121
3 1/2	88,9	3,107	78,92	3 1/4	11 3/8	13700	89	62	130
3 3/4	95,2	3,323	84,40	3	11 1/4	15700	95	67	138
4	101,6	3,573	90,75	3	12	18100	102	71	147
4 1/4	107,9	3,805	96,65	2 7/8	12 7/32	20600	108	76	156
4 1/2	114,3	4,055	103,00	2 7/8	12 15/16	23300	114	80	165
4 3/4	120,6	4,285	108,84	2 3/4	13 1/16	26100	121	85	174
5	127,0	4,535	115,19	2 3/4	13 3/4	29200	127	89	183
5 1/4	133,3	4,790	121,67	2 5/8	13 25/32	32600	133	93	192
5 1/2	139,7	5,020	127,51	2 5/8	14 7/16	36000	140	98	201
5 3/4	146,0	5,238	133,05	2 1/2	14 3/8	39000	146	102	209
6	152,4	5,488	139,40	2 1/2	15	43000	152	106	218

*) Table de poids dans l'appendice.

Dans ce système :

$$d_1 = d - 2t = d - 1{,}28p\,;$$
$$t = 0{,}64p\,.$$

La section du filet est un triangle isocèle ; on arrondit les angles au moyen d'arcs de cercle de $\frac{1}{4}\,t$ de rayon (fig. 227) ; l'angle des arêtes du filet $2\beta = 55°$.

On fait $D = 1{,}4d + 5\ mm$; $h = d$; $h_1 = 0{,}7d$.

Fig. 227.



D'après *Morin*, on prend pour les vis en fer :

$$P = 2{,}2d_1^2 \ (P \text{ en } kg,\ d_1 \text{ en } mm),$$

d'où $$d_1 = 0{,}67\sqrt{P}.$$

Ce qui correspond à une tension ou charge de

$$k = 2{,}8\ kg \text{ par } mm^2.$$

β) *Vis à filet carré* (dimensions en *mm*),

On prend :

$$t = \tfrac{1}{2}(2 + 0{,}09d),$$

c'est-à-dire,

$$d_1 = 0{,}91d - 2,$$
$$p = 2t = 2 + 0{,}09d,$$

il est bon de prendre $h = 1{,}5d$ afin que l'écrou contienne au moins 12 pas.

γ) *Vis à filet trapézoïdal.* Elles sont employées dans le cas où l'effort ne change pas de direction. Si les dimensions sont en *mm*, on a :

$$t = \tfrac{1}{2}(2 + 0{,}09d),$$
$$d_1 = 0{,}91d - 2\,, \text{ et}$$
$$p = \tfrac{4}{3}\,t = \tfrac{4}{3} + 0{,}06d$$

l'angle des arêtes du filet $2\beta = 45°$

$$h = d.$$

2. *Vis à plusieurs filets.* Si le rapport $\frac{p}{d}$ est plus grand que $\frac{1}{4}$, il faut employer des vis à plusieurs filets, et dans ce cas, il est bon de donner la préférence aux filets carrés sur les filets triangulaires. Il est convenable de prendre :

$$t = \tfrac{1}{2}p = (\tfrac{1}{7} \text{ à } \tfrac{1}{8}d).$$

Le tableau suivant donne l'angle d'inclinaison de l'hélice sur le manteau extérieur de la vis :

[d = diamètre du boulon, t = profondeur du filet, p = pas].	$t = \frac{1}{8} d$		$t = \frac{1}{7} d$	
	$\frac{p}{d}$	$\varphi =$	$\frac{p}{d}$	$\varphi =$
Vis à deux filets	$\frac{1}{2}$	9° 3′	$\frac{1}{7}$	10° 19′
Vis à trois filets	$\frac{3}{4}$	13° 26′	$\frac{6}{7}$	15° 16′
Vis à quatre filets	1	17° 40′	$\frac{8}{7}$	20° 0′
Vis à cinq filets	$\frac{5}{4}$	21° 42′	$\frac{10}{7}$	24° 27′

3. *Vis en bois.*

Soient :

P la force, en *kg*, correspondant à la rupture d'une vis en bois,

d le diamètre extérieur, en *mm*,

l la longueur, en *mm*, de la partie vissée t, p, β, v. p. 387.

D'après Bevan, on a :

pour le bois dur $P = 5{,}59\, dlt$,

pour le bois tendre $P = 2{,}79\, dlt$.

Pour une charge persistante il ne faut pas soumettre ces vis à un effort dépassant $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10} P$.

Si la section du filet est un triangle isocèle, on a en moyenne :

$$t = \tfrac{1}{2} p ; \qquad 2\beta = 51° 35′, \text{ et}$$

lorsque la section est un triangle rectangle :

$$t = \tfrac{3}{4} p ; \qquad 2\beta = 55° 35′.$$

b. Vis de presses et de pressoirs.

(Mêmes notations que p. 387.)

Pour *kg* et *mm*, on pose :

$$P = 2{,}2 d_1^2, \qquad d_1 = 0{,}67 \sqrt{P}$$

Pour une bonne exécution et lorsque la pression se répartit sur toute la circonférence des filets on peut aller jusqu'à

$$P = 4{,}71 d_1^2, \qquad d_1 = 0{,}46 \sqrt{P},$$

Ce qui correspond à une tension ou charge dans la matière de 6 *kg* par mm^2.

Le filet est ou bien carré ou bien trapézoïdal. Le plus souvent on peut employer la vis à filet unique pour laquelle on prend :

$$t = \frac{d}{10} = \frac{d_1}{8} ;$$

lorsque le filet est carré :

$$p = \frac{d}{3} = \frac{d_1}{4}, \text{ et}$$

lorsque le filet est trapézoïdal :

$$p = \frac{2}{1,5} d = \frac{d_1}{6}.$$

Si n_2 est le nombre de pas correspondant à la hauteur d'un écrou en bronze ou en fonte, on a :

$$n_2 = 0,636 \frac{P}{d^2} \frac{1}{\frac{t}{d}\left(1 - \frac{t}{d}\right)},$$

ce qui correspond à une pression, sur le filet, inférieure à 0,5 *kg* par mm^2. n_2 doit être au moins égal à 12.

Dans les vis de presses, soumises à un effort de compression, il faut, lorsque la vis est très longue, la calculer aussi avec la formule,

$$\frac{1}{n} P = \pi^2 \frac{JE}{l^2},$$

où $\frac{1}{n}$ est le coefficient de sécurité contre la rupture par écrasement de la vis ; ce coefficient se prend dans ce cas particulier égal à 4. On compare ensuite les dimensions obtenues dans les deux modes de calcul et on prend les plus fortes (page 262).

II. PALIERS ET CRAPAUDINES

Alliages éprouvés pour composition des coussinets (parties en poids = *p.*)

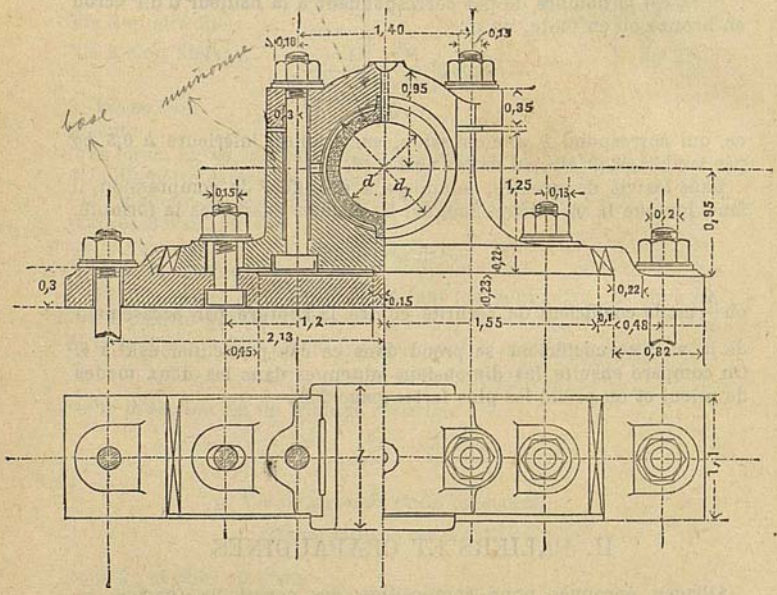
1) Bronze : 83 *p.* cuivre, 4 *p.* zinc, 9 *p.* étain, 4 *p.* plomb,
   ou bien 83 *p.* cuivre, 1,5 *p.* zinc, 15 *p.* étain, 0,5 *p.* plomb,
2) Métal blanc : 8 *p.* cuivre, 80 *p.* étain, 12 *p.* antimoine,
   ou bien 5,6 *p.* cuivre, 82,2 *p.* étain, 11,2 *p.* antimoine,

(V. appendice : table des alliages).

A. PALIERS POUR ARBRES HORIZONTAUX

a. Palier d'après Reuleaux.

Fig. 228.



Si d représente l'alésage ou diamètre intérieur du coussinet en *mm*, on a :

épaisseur minima du coussinet $e = 0{,}07\,d + 3$ *mm*,

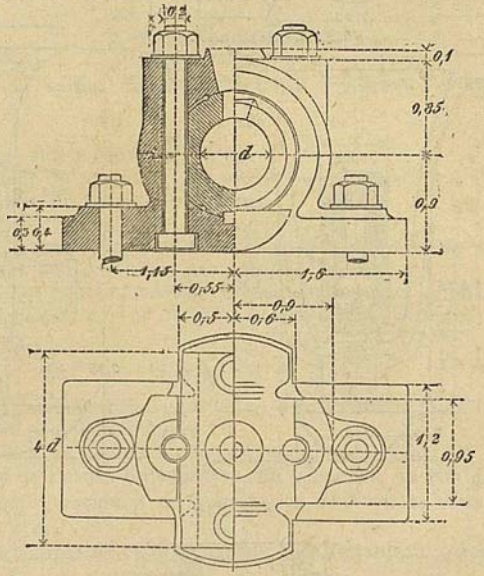
diamètre extérieur du coussinet $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ *mm*,

d_1 est l'unité de comparaison ou module pour les autres dimensions.

b. Palier d'après Sellers

(pour arbres de transmission légers).

Fig. 229.



Module : $d_1 = 1{,}5d + 5\ mm.$

c. Palier de suspension à rotule de Sellers (fig. 230).

Module : $d_1 = 1{,}5\ d + 10\ mm,$

B. CRAPAUDINES

Crapaudine à semelle horizontale d'après Reuleaux.

Si d désigne l'alésage ou diamètre intérieur du coussinet, on a :
épaisseur minima du coussinet $e = 0{,}07 + 3\ mm$,
diamètre extérieur du coussinet $d_1 = 1{,}5\ d + 10\ mm$,
d_1 est l'unité de comparaison ou module pour les autres dimensions.

Fig. 230.

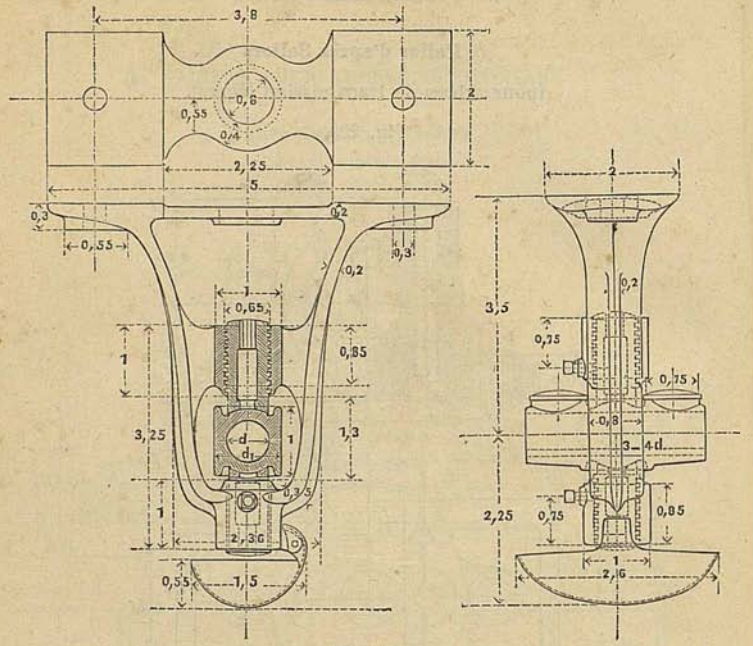
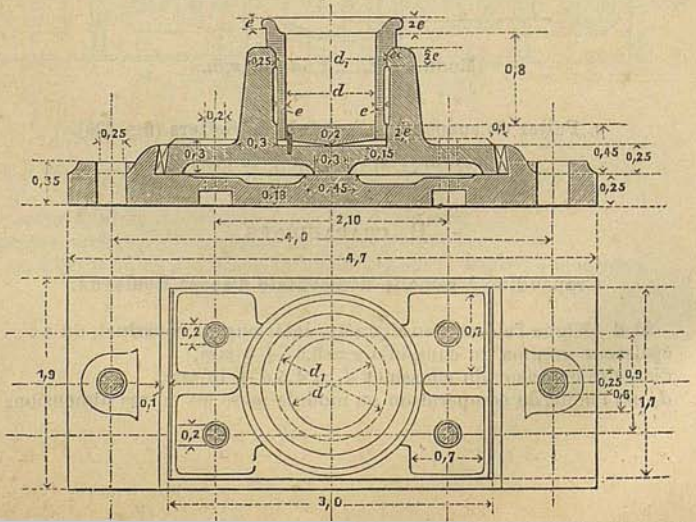


Fig. 231.



III. TOURILLONS ET PIVOTS, AXES OU ESSIEUX ET ARBRES

A. TOURILLONS ET PIVOTS

a. Tourillons frontaux.

Hauteur ou saillie du collet : $e = 0{,}07\,d + 3$ *mm* ; longueur ou largeur $= 1{,}5\,e$.

Soient :

P la charge sur le tourillon, en *kg*.

l la longueur du tourillon, en *mm*,

d le diamètre du tourillon, en *mm*,

$\lambda = l : d$,

k la tension (ou charge) admissible de la matière, en *kg* par mm^2,

n le nombre de révolutions par minute.

En supposant que le tourillon repose sur toute sa longueur et en se plaçant au point de vue de la résistance seulement, on a :

$$d = \sqrt{\frac{16\,P}{\pi k}\lambda}.$$

Dans cette formule $k = 6$ pour le fer, $k = 3$ pour la fonte et $k = 10$ (*kg* par mm^2) pour l'acier fondu.

Le rapport λ se choisit en tenant compte de l'état des surfaces frottantes et de l'usure du tourillon. En général il est bon de ne pas dépasser une pression p de $\frac{1}{2}$ *kg* *) par mm^2 sur le rectangle du coussinet ($l \times d$).

En tenant compte de cette remarque on a le tableau suivant pour le calcul de d.

Tourillons frontaux :	$n < 150$		$n > 150$	
	d	λ	d	λ
α. En fer reposant sur coussinets en bronze.....	$\frac{9}{8}\sqrt{P}$	1,50	$0{,}32\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$	$0{,}12\sqrt{n}$
β. En acier fondu reposant sur coussinets en bronze....	$0{,}95\sqrt{P}$	1,78	$0{,}27\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$	$0{,}15\sqrt{n}$
γ. En fonte reposant sur coussinets en bronze.....	$1{,}5\sqrt{P}$	1,33	applicable jusqu'à $n = 200$	
δ. En fer reposant sur coussinets en fonte.....	$1{,}2\sqrt{P}$	1,75	—	—

*) Voir Essieux p. 135.

Résultats donnés par les formules α et γ *pour quelques dimensions particulières de tourillons frontaux.*

d en *mm*	*e* en *mm*	Charge *P* en *kg*.					
		Fonte	Fer forgé				
		n jusqu'à 200 $\lambda = 1{,}33$	*n* jusqu'à 150 $\lambda = 1{,}5$	*n* = 150 jusqu'à 350 $\lambda = 2$	*n* = 350 jusqu'à 500 $\lambda = 2{,}5$	*n* = 500 jusqu'à 800 $\lambda = 3$	*n* = 800 jusqu'à 1200 $\lambda = 4$
27	5	324	583	395	316	281	197
30	5	400	720	535	428	353	267
33	6	484	871	641	513	428	320
37	6	608	1095	806	645	538	406
40	6	711	1280	943	754	628	471
45	6	900	1620	1193	954	795	595
50	7	1111	2000	1473	1178	982	736
55	7	1344	2420	1781	1425	1183	890
60	8	1600	2880	2120	1696	1413	1060
65	8	1877	3380	2689	2151	1659	1344
70	8	2177	3920	2886	2309	1924	1443
75	8	2500	4500	3312	2650	2208	1656
80	9	2844	5120	3770	3016	2513	1885
85	9	3211	5780	4256	3405	2837	2128
90	10	3600	6480	4771	3817	3181	2385
95	10	4011	7220	5316	4253	3544	—
100	10	4444	8000	5891	4713	3927	—
105	10	4900	8820	6494	5195	4329	—
110	11	5377	9680	7127	5702	4751	—
115	11	5877	10580	7790	6232	5193	—
120	12	6400	11520	8483	6786	—	—
130	12	7511	13520	9955	7964	—	—
140	13	8933	15680	11546	9237	—	—
150	13	10000	18000	13253	10602	—	—
160	15	11377	20480	15080	12064	—	—
170	15	12844	23120	17022	—	—	—
180	16	14490	25920	19084	—	—	—
190	16	16044	28880	21223	—	—	—
200	17	17777	32000	23560	—	—	—
210	18	19600	35280	25975	—	—	—
220	18	21511	38720	—	—	—	—
240	20	25600	46080	—	—	—	—
260	21	30044	54800	—	—	—	—
280	23	34844	62720	—	—	—	—
300	24	40000	72000	—	—	—	—

D'après Contamin : Pour que les corps lubrifiants ne soient pas chassés, il faut que p ne dépasse pas 0,15 kg par mm^2 pour la graisse ; 0,20 kg pour l'huile et 0,1 kg pour l'eau. Pour le cas de mouvements alternatifs, si les coussinets sont en bronze, on peut atteindre une pression p de 0,5 kg (et plus si la vitesse de frottement est faible).

ε. Dans les tourillons frontaux à faible angle et vitesse de rotation (comme dans les crochets et les moufles), on peut prendre $\lambda = 1$ jusqu'à $\frac{1}{3}$. On prend pour :

$\lambda =$		1,00	0,75	0,50	0,33
Fer forgé	$d =$	$0{,}82\sqrt{P}$	$0{,}71\sqrt{P}$	$0{,}58\sqrt{P}$	$0{,}47\sqrt{P}$
Fonte	$d =$	$1{,}16\sqrt{P}$	$1{,}00\sqrt{P}$	$0{,}82\sqrt{P}$	$0{,}67\sqrt{P}$

Ces formules correspondent à une tension ou charge $k = 7{,}5$ kg par mm^2 pour le fer et 3,75 kg par mm^2 pour la fonte.

ζ. *Tourillons creux en fonte.*

Soient :

d_0 le diamètre extérieur d'un tourillon creux,

d_1 le diamètre intérieur d'un tourillon creux,

d le diamètre du tourillon plein correspondant ;

Si les longueurs des tourillons creux et plein sont égales et si la sécurité doit être la même, on a :

$$\frac{d_0}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_1}{d_0}\right)^4}}$$

formule au moyen de laquelle le tableau suivant a été calculé. Habituellement on prend $\frac{d_1}{d_0} = 0{,}60$.

$\frac{d_1}{d_0} =$	0,80	0,75	0,70	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0
$\frac{d_0}{d} =$	1,19	1,13	1,10	1,05	1,02	1,01	1,003	1,0004	1,000

b. Tourillons intermédiaires.

Ces tourillons sont calculés comme soumis à un moment de torsion (v. p. 309 et 310) ; le plus souvent on leur donne le diamètre de l'arbre où ils sont disposés.

c. Pivots.

1. Pour *pivots en fer tournant sur bronze* et pour la charge maxima de $\frac{1}{2}$ *kg* par mm^2, on a :

$$d = 1{,}86\sqrt{P}\,; \qquad P = 0{,}29\,d^2\,;$$

de là le tableau suivant :

d	P	d	P	d	P	d	P	d	P
15	65	45	587	75	1631	105	3197	150	6525
20	116	50	725	80	1856	110	3509	160	7424
25	181	55	877	85	2095	115	3835	170	8381
30	261	60	1044	90	2349	120	4176	180	9396
35	355	65	1225	90	2617	130	4901	190	10469
40	464	70	1421	100	2900	140	5684	200	11600

2. Pour *pivots en fonte tournant sur bronze,* on prend :

$$d = 2{,}26\sqrt{P}\,; \qquad p = \tfrac{1}{3}\ kg \text{ par } mm^2.$$

3. Pour *pivots en fer tournant sur gaïac,* on peut aller jusqu'à une pression $p = 1$ *kg* par mm^2 lorsqu'il y a arrosage continu avec de l'eau. On a alors :

$$d = 1{,}3\sqrt{P}.$$

Si le nombre de tours est considérable et que l'on veuille limiter l'usure, les valeurs de p précédemment indiquées doivent être diminuées et d augmenté en conséquence.

4*). Si le travail absorbé par le frottement du pivot doit être diminué le plus possible, c'est-à-dire si le rendement est d'une importance de premier ordre, on doit faire usage de *pivots en acier trempé, tournant sur bronze dur, fonte dure, ou encore sur acier trempé.* Lorsque l'exécution de tels pivots est irréprochable, et que les matériaux employés sont de premier choix, on peut se servir, pour la détermination du diamètre de l'égalité empirique :

$$pv = \frac{Pn}{15d} = 520 \text{ (pour } kg \text{ et } mm),$$

où v représente la vitesse circonférentielle du pivot. De la relation précédente, on tire :

$$1) \quad d = 0{,}00013\,Pn \ (kg \text{ et } mm).$$

Il faut pour que cette formule puisse être appliquée que

$$n \geqq \frac{6825}{\sqrt{P}}\,;$$

*) Le traducteur : D'après des données de la pratique.

dans le cas contraire il faut déterminer le diamètre cherché au moyen de la formule,

$$2) \quad d = 0{,}9\sqrt{P} \ (kg \text{ et } mm)$$

qui suppose une pression du pivot sur son grain d'environ 1,6 kg *) par mm^2 ; cette pression ne doit pas être dépassée dans les pivots ayant plus de 60 mm de diamètre.

Les formules 1) et 2) supposent que le graissage s'effectue du centre à la circonférence avec de l'huile de première qualité.

Il est bon de se rendre compte de l'échauffement produit par le travail de frottement et dans certains cas de réagir contre cet échauffement par de l'huile maintenue constamment fraîche.

Dans les pivots tournant acier sur acier, lorsque l'acier est trempé et de première qualité, on peut, pour des diamètres $d = 25$ à 60 mm, déterminer la pression p au moyen de la relation empirique :

$$p = \frac{12{,}5}{\sqrt{d}} + 0{,}016\,(60 - d) \text{ (pour } kg \text{ et } mm).$$

d. Tourillons cannelés.

Soient :
P la charge, en kg,
d_1 le diamètre moyen des anneaux frottants, en mm,
d le diamètre au fond des cannelures, en mm,
b la largeur des anneaux, en mm,
i le nombre des anneaux,
h la hauteur ou épaisseur d'un anneau, en mm,
h_1 la distance entre deux anneaux consécutifs, en mm,
n le nombre de révolutions par minute du tourillon ;
On prend :

$$ib = \frac{Pn}{2000} \geqq 0{,}96\,\frac{P}{d_1}.$$

b est à choisir entre $\frac{1}{6}\,d$ et $\frac{1}{10}\,d$; $h_1 = b$; $h \leqq b$.

Les coussinets du boitard sont supposés en bronze ou en métal blanc.

e. Tourillons à boulet

On leur donne comme diamètre d_1 une fois et demie le diamètre d des tourillons frontaux également chargés : $d_1 = 1{,}5d$,

*) Dans le cas d'une pression si considérable il est bon de placer un certain nombre de rondelles mobiles entre le pivot et la crapaudine.

B. AXES OU ESSIEUX

1) Les axes sont dans la plupart des cas soumis simultanément à des efforts de flexion et de torsion.

Si pour une section quelconque :

M_f désigne le moment fléchissant,

M_t le moment de torsion (charge multipliée par sa distance normale à l'axe de rotation) ;

on combine ces deux moments en un seul *moment fléchissant idéal* donné par la formule :

$$(M_f)_i = \tfrac{3}{8} M_f + \tfrac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2},$$

ou approximativement (p. 34) :

pour $M_f > M_t$:

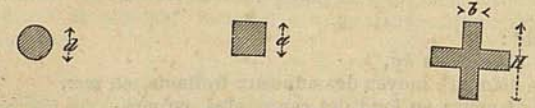
$$(M_f)_i = 0{,}975\, M_f + 0{,}25\, M_t.$$

pour $M_f < M_t$:

$$(M_f)_i = 0{,}625\, M_f + 0{,}6\, M_t.$$

Pour les sections ci-dessous, on a :

Fig. 232. Fig. 233. Fig. 234.



$$d^3 = \frac{32}{\pi k}(M_f)_i; \quad a^3 = \frac{6}{k}(M_f)_i; \quad \frac{b\,[H^3 + (H-b)\,b^2]}{H} = \frac{6}{k}(M_f)_i;$$

pour k, (voir p. 311).

Dans les cas ordinaires on prend :

pour le fer	$k =$	6 *kg* par mm^2,
la fonte	$k =$	2 »
l'acier fondu	$k =$	10 »
le bois de chêne	$k =$	0,8 »

2*). La charge p (en *kg* par mm^2) que l'on peut faire supporter aux fusées de wagons dépend essentiellement de la vitesse du frottement v. D'après des résultats d'expériences on doit (entre les limites $v = 0{,}30$ et $v = 1{,}50$ *m* et avec un corps lubrifiant de bonne qualité) satisfaire à la relation :

$$p \leqq \frac{13}{\sqrt[3]{v^2}} \text{ (pour } kg \text{ et } mm).$$

Si on appelle d le diamètre de la fusée ; la condition ci-dessus peut s'écrire approximativement :

$$p^3 d^2 n^2 = 365 p^3 v^2 \leqq 800000 \text{ (pour } kg \text{ et } mm).$$

*) Le traducteur.

ou bien

$$p \leqq \frac{92{,}8}{\sqrt[3]{d^2 n^2}} \text{ (pour } kg \text{ et } mm\text{).}$$

Le signe d'égalité correspond à la pression pour laquelle commence l'échauffement par suite de l'expulsion du corps lubréfiant.

D'après Redtenbacher *), les fusées des essieux des wagons et des locomotives ont des dimensions suffisantes pour résister convenablement à la rupture, à l'usure et à l'échauffement lorsqu'on les détermine au moyen des relations suivantes :

$$\left.\begin{aligned} l &= \frac{0{,}001\, P\,(17 + nd)}{d} \\ P &= \frac{243}{\sqrt{17 + nd}}\, d^2 \end{aligned}\right\} \text{ (pour } kg \text{ et } cm\text{).}$$

Dans ces formules comme dans les précédentes,
d désigne le diamètre de la fusée,
l la longueur de la fusée,
P la charge totale sur la fusée,
$p = \frac{P}{dl}$ la charge spécifique sur le rectangle de la fusée.
n le nombre de révolutions par minute.

C. ARBRES

Les arbres sont à calculer comme pièces soumises à torsion ou bien lorsqu'ils ont une grande longueur, il faut les calculer de manière que l'angle de torsion soit constant par unité de longueur (élasticité constante).

Les arbres comportant de lourdes roues, doivent être calculés comme les essieux.

Soient pour un arbre en fer :
P la force de torsion, en kg,
R le bras de levier de la force P, en mm,
d le diamètre de l'arbre, en mm,
N le nombre des chevaux à transmettre,
n le nombre de révolutions par minute.

1. Pour $d \leqq 120\ mm$:

$$d = 4{,}125 \sqrt[4]{PR} = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}};$$

cette formule suppose que l'angle de torsion par mètre est constant et égal à $\frac{1}{4}°$.

*) Résultats p. 334 (Edition française).

2. Pour $d \gtrless 120$ *mm* :

$$d = 1{,}341 \sqrt[3]{PR} = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}};$$

cette formule suppose que la tension (de torsion) comporte 2,11 *kg* par mm^2. On a la relation

$$P = 716200 \frac{N}{n}.$$

De là, on a le tableau suivant :

Tableau pour la détermination des diamètres des arbres en fer.

d *mm*	PR	$\frac{N}{n}$	d *mm*	PR	$\frac{N}{n}$	d *mm*	PR	$\frac{N}{n}$
30	2865	0,004	95	281467	0,393	220	4413224	6,162
35	5013	0,007	100	345208	0,482	230	5042764	7,041
40	8592	0,012	110	505637	0,706	240	5729600	8,000
45	14324	0,020	120	716200	1,000	250	6490204	9,042
50	21486	0,030	130	911006	1,272	260	7284702	10,171
55	31513	0,044	140	1137326	1,588	270	8175518	11,390
60	45121	0,063	150	1398739	1,953	280	9108605	12,704
65	60877	0,085	160	1697494	2,370	290	10108447	14,114
70	82363	0,115	170	2036157	2,843	300	11191341	15.625
75	108862	0,152	180	2417175	3.375	310	12347288	17.240
80	141091	0,197	190	2836152	3,969	320	13541301	18,963
85	180482	0,252	200	3316006	4,630	330	14896060	20,800
90	227035	0,317	210	3838832	5,360	350	17771071	24,813

Pour les arbres soumis encore aux irrégularités du moteur, c'est-à-dire pour les arbres premiers moteurs et en général pour les arbres de fatigue, il faut augmenter le diamètre d, donné par le précédent tableau, de la quantité empirique $4\sqrt[3]{d}$; c'est-à-dire si on appelle d_1 le diamètre d'un tel arbre :

$$d_1 = d + 4\sqrt[3]{d}.$$

Pour $d =$	40	60	80	100	140	180	220	260	300	350
$d_1 =$	54	76	97	119	161	203	244	286	327	378
$d_1 - d =$	14	16	17	19	21	23	24	26	27	28

Pour les arbres en fonte, on multiplie le rapport $\frac{N}{n}$ ou le produit PR, correspondant à ces arbres, par 3 et pour l'acier fondu par $\frac{3}{5}$

et l'on cherche les diamètres correspondant à ces valeurs dans les tableaux ci-dessus.

Collets rapportés à vis de fixation : $\left\{\begin{array}{ll}\text{Largeur} & l = 0{,}3d + 10\ mm. \\ \text{Épaisseur} & e = 0{,}75l.\end{array}\right.$

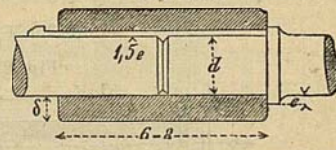
D. MANCHONS D'ACCOUPLEMENT

Remarque. Dans ce chapitre, toutes les dimensions sont en *mm* et applicables, d'une façon directe seulement lorsque les arbres sont en *fer*. Si l'arbre est en *fonte*, on cherche d'abord le diamètre de l'arbre en fer correspondant, et c'est avec ce diamètre d que l'on détermine l'unité de comparaison δ (épaisseur du manchon).

a. Manchons fixes.

Les extrémités des arbres doivent être butées l'une contre l'autre ou bien il faut les assembler à mi-fer.

Fig. 235.



1. *Manchon simple ou en une partie* (fig. 235) :

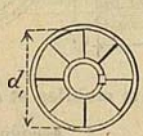
Module $\delta = \frac{1}{3}d + 10$.

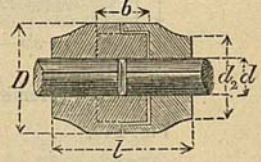
Clavette : largeur moyenne $= 3e$,
hauteur moyenne $= 1{,}5e$;

Saillie de l'embase $e = 0{,}07d + 3$.

2. L'*Accouplement de Scharp* (fig. 236) permet un jeu entre les arbres à accoupler.

Fig. 236.





$l = 2\frac{1}{2}d + 100\ mm.$

$D = 2\frac{1}{4}d + 45$ »

$d_1 = 2d + 35$ »

$d_2 = 1\frac{3}{4}d + 25$ »

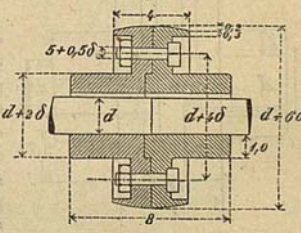
$b = \frac{1}{4}d + 35$ »

3. *Accouplement à plateaux* (fig. 237). On peut, dans ce cas, se servir du manchon d'accouplement comme d'une poulie

$$\delta = 0{,}35\,d + 10.$$

Nombre des vis $= 2 + 0{,}03\,d$.

Fig 237.



4. *Accouplement à coquilles* d'après *V. Reiche* (fig. 238) :

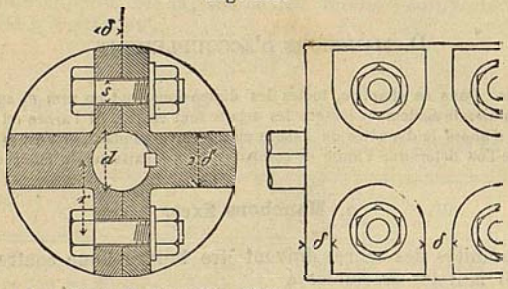
$$\delta = \frac{8}{7}s\ .$$

$n =$ nombre des boulons,
$S =$ diamètre.

On a : $$s = \frac{1}{n} d \sqrt{\frac{d}{r}} + 5,$$

où $n = 2$, 4 ou 6.

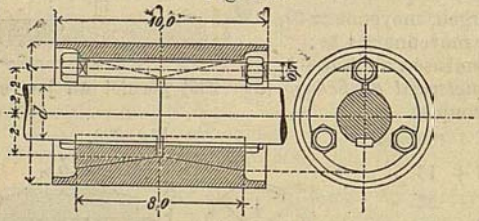
Fig. 238.



5. *Accouplement de Sellers* (fig. 239).

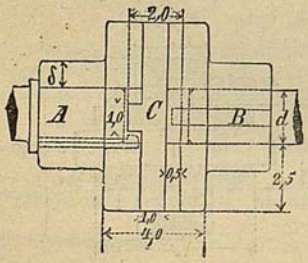
$$\text{Module } \delta = 3 + \frac{d}{3}.$$

Fig. 239.



b. Accouplements mobiles et articulés.

Fig. 240.



1. *Accouplement de Oldham* (fig. 240). Les plateaux *A* et *B* sont calés invariablement chacun sur un arbre, tandis que le plateau intermédiaire *C* peut se mouvoir le long des plateaux fixes dans 2 rainures perpendiculaires l'une à l'autre (une rainure dans chaque plateau calé) ; cette disposition permet un déplacement important d'un arbre par rapport à l'autre (dans une direction parallèle). Le mouvement est transmis uniformément.

2. *Joint universel de Hooke.* Le mouvement n'est transmis uniformément que lorsque les axes des arbres accouplés se confondent; si ces axes se coupent sous l'angle α, et si nous appelons la vitesse angulaire, d'un arbre ω, celle de l'autre ω_1, on a:

$$\frac{\operatorname{tg}\omega_1}{\operatorname{tg}\omega} = \cos\alpha;$$

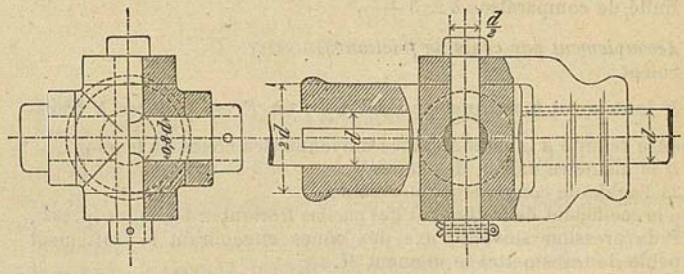
le rapport des vitesses angulaires à un moment quelconque est:

$$\frac{\omega_1}{\omega} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha\sin^2\omega}.$$

Si on a trois arbres reliés entre eux par des joints universels, le mouvement est transmis uniformément du premier au troisième si ces deux arbres sont placés symétriquement par rapport au deuxième.

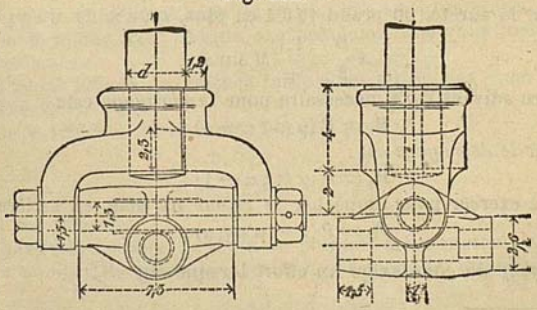
α. Joint universel d'après *V. Reiche* (fig. 241.)

Fig. 241.



β. Joint universel d'après *Reuleaux* (fig. 242).

Fig. 242.

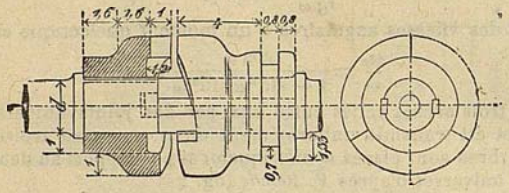


Module ou unité de comparaison $\delta = 5 + \frac{d}{3}$.

c. Manchons d'embrayage et de débrayage.

1. *Manchons dentés* (d'après Reuleaux).

Fig. 243.



Unité de comparaison $\delta = 5 + \frac{d}{3}$.

Accouplement par cônes de friction *).

Soient :

M le moment à transmettre $= F \times \frac{D}{2}$, où F est la force à transmettre réduite à la circonférence moyenne des cônes de friction.

D le diamètre moyen des cônes,

2α l'angle de convergence des cônes,

μ le coefficient de frottement des parties frottantes des cônes (p. 133),

P la pression suivant l'axe des cônes engendrant le frottement capable de transmettre le moment M.

On a :

$$P \frac{D}{2} = \frac{1}{\mu} M \sin \alpha$$

et si pour la sûreté, on prend 10 0/0 en plus, on a :

$$A \frac{D}{2} = \frac{1{,}1}{\mu} M \sin \alpha .$$

La force suivant l'axe, nécessaire pour l'*embrayage* est :

$$P_1 = P (\mu \operatorname{ctg} \alpha + 1) ;$$

celle pour *le débrayage* est :

$$P_2 = P (\mu \operatorname{ctg} \alpha - 1) ;$$

la force à exercer pour empêcher le *retour du cône*, en arrière est :

$$P_3 = P (1 - \mu \operatorname{ctg} \alpha) ,$$

le débrayage du cône exige un effort lorsque $\operatorname{ctg} \alpha \gtrless \frac{1}{\mu}$.

---

*) Ce que nous disons là s'applique aux freins coniques (v. VIII de cette partie de l'ouvrage).

Pour $\mu = 0{,}33$ $\alpha = 9°30'$,
— $\mu = 0{,}4$ $\alpha = 11°30'$,
— $\mu = 0{,}536$ $\alpha = 15°0'$.

On peut prendre α plus grand ou plus petit que ces valeurs suivant que l'on veut ou non que le débrayage se fasse de lui-même.

Pour les cas ordinaires il est à recommander de prendre $\alpha = 10°$ jusqu'à 15°. On emploie cette dernière valeur particulièrement lorsque, par suite d'un mauvais entretien du cône, une haute élévation de température est à craindre.

IV. ROUES

D. THÉORÈMES GÉNÉRAUX

Soient :
R_1, R_2 les rayons des cercles primitifs de deux roues,
ω_1, ω_2 les vitesses angulaires de ces roues,
n_1, n_2 les nombres de tours par minute y correspondant; on a :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_1}^{*}) = \psi = \textit{rapport de transmission} \text{ ou } \textit{rapport des vitesses.}$$

Si un mouvement est transformé par un train de roues, disposées sur m axes, le rapport des vitesses des deux roues extrêmes est :

$$\psi = \frac{n_1}{n_m} = \frac{r_1 r_2 \ldots\ldots r_m}{R_1 R_2 \ldots\ldots R_m}.$$

(On appelle en général train de roues, une série de roues, deux à deux sur le même axe, chaque axe possédant une roue menante et une roue menée.

Nous avons affecté des mêmes indices les lettres des roues engrenant ensemble).

Si l'on a affaire à un train de roues dentées :

$$\psi = \frac{n_1}{n_m} = \frac{z_1 z_2 \ldots\ldots z_m}{Z_1 Z_2 \ldots\ldots Z_m}.$$

Dans ces formules,
n_1 désigne le nombre de tours du premier arbre moteur,
n_m le nombre de tours du dernier arbre mené ou conduit,

---

*) Pour les roues dentées on a en plus la relation :

$$\psi = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\text{nombre de dents de la roue menante}}{\text{nombre de dents de la roue menée}}.$$

r_1, r_2.... les rayons des roues conduites,
z_1, z_2.... les nombres de dents des roues menées,
R_1, R_2.... les rayons des roues menantes ou motrices, engrenant avec r_1, r_2, etc,
Z_1, Z_2.... les nombres de dents des roues menantes

B. ROUES DE FRICTION

Soient :
R le rayon de la roue de friction conduite,
P la pression que la roue de friction exerce sur la roue menante,
Q la résistance à vaincre,
r le bras de levier de cette résistance,
μ le coefficient de frottement qui,

entre	bois de bout et bois de bout	$= 0{,}5$,
»	bois de bout et cuir	$= 0{,}5$,
»	bois et fer	$= 0{,}6$,
»	fer et fer	$= 0{,}3$.

Pour que l'*équilibre* ait lieu on doit avoir :

$$\mu P R = Q r.$$

Dans le calcul de l'une des grandeurs P, R, Q ou r, on prend le coefficient de sûreté $= 2$, c'est-à-dire, pour μ, la moitié des valeurs ci-dessus indiquées.

Dans les roues de friction à gorges coniques ou roues à coins, si on désigne par 2α l'angle des arêtes des gorges (= angle au sommet des coins) il faut dans la formule ci-dessus remplacer μ par $\frac{\mu}{\sin \alpha}$; on prend α égal ou inférieur à 15° *).

C. POULIES

Soient :
N le travail à transmettre, en chevaux-vapeur,
P la force à transmettre réduite à la périphérie de la poulie et exprimée en *kg.*,
R et R_1 les rayons des poulies, en *mm*,
n le nombre de tours par minute de la poulie R,
φ le rapport, pour la plus petite poulie (rayon R), de l'arc embrassé par la courroie à la circonférence entière,
μ le coefficient de frottement entre la courroie et la poulie,
$\tau = e^{2\pi\mu\varphi}$,
b la largeur, δ l'épaisseur } de la courroie, en *mm*,

*) Voir accouplement par frottement page 406.

d le diamètre de l'arbre, en *mm*,
T_1 la tension dans le brin conducteur ou brin tendu,
T_2 celle dans le brin conduit ou brin mou et,
T_0 celle dans les brins au repos,
k la tension admissible, en *kg* par *mm*², en prenant P comme charge de traction.

a. Calcul des courroies.

1. Théoriquement on a :

$$T_1 - T_2 = P\,; \quad \frac{T_1}{T_2} = \tau\,; \quad \frac{T_1}{P} = \frac{\tau}{\tau - 1} = 1 + \frac{T_2}{P}\,; \quad \frac{T_2}{P} = \frac{1}{\tau - 1}\,.$$

$$\frac{T_0}{P} = 0{,}5\,\frac{T_1 + T_2}{P} = 0{,}5\,\frac{\tau + 1}{\tau - 1}\,.$$

P est à tirer de la relation $P = 716200\,\frac{N}{nR}$.

Tableau des valeurs de τ

Rapport de l'arc embrassé à la circonférence totale	Courroies grasses ordinaires		Courroies humides sur poulies en fonte ou fer	Courroies bien graissées sur poulies en fonte	Cordes		Rubans en fer (freins) sur poulies en fonte
	sur poulies en bois	sur poulies en fonte ou fer			sur bois brut	sur bois poli	
	$\mu = 0{,}47$	$\mu = 0{,}29$	$\mu = 0{,}38$	$\mu = 0{,}12$	$\mu = 0{,}5$	$\mu = 0{,}33$	$\mu = 0{,}18$
$\varphi =$	$\tau =$	$\tau =$	$\tau =$	$\tau =$	$\tau =$	$\tau =$	$\tau =$
0,2	1,80	1,42	1,61	1,16	1,87	1,51	1,25
0,3	2,43	1,69	2,05	1,25	2,57	1,86	1,40
0,4	3,26	2,02	2,60	1,35	3,51	2,29	1,57
0,5	4,38	2,41	3,30	1,46	4,81	2,82	1,76
0,6	5,88	2,81	4,19	1,57	6,59	3,47	1,97
0,7	7,90	3,43	5,32	1,66	9,00	4,27	2,21
0,8	10,62	4,09	6,75	1,83	12,34	5,25	2,47
0,9	14,27	4,87	8,57	1,97	16,90	6,46	2,77
1,0	19,16	5,81	10,89	2,12	23,14	7,95	3,10
1,5	—	—	—	—	111,16	22,42	—
2,0	—	—	—	—	535,47	63,23	—
2,5	—	—	—	—	2575,97	178,52	—

La force perdue par suite du glissement de la courroie comporte de 0,005 P à 0,03 P.

2. *Dimensions des courroies.* On prend pour la *largeur de la courroie*:

$$b = \frac{P}{\delta k} = \frac{75N}{\delta kv} = \frac{716200N}{\delta knR}$$

Dans cette formule $k = 0{,}100$ à $0{,}125$ *kg* par mm^2 et $\delta = 4$ à 8 *mm*.

Largeur de la courroie b en *mm*	Epaisseur de la roie δ en *mm*	$k = 0{,}100$ *kg* par mm^2			$k = 0{,}125$ *kg* par mm^2		
		Force transmise par *mm* de largeur de la courroie en *kg*	Force transmise totale P en *kg*	Valeur de $1000\frac{N}{Rn}$	Force transmise par *mm* de largeur de la courroie en *kg*	Force transmise totale P en *kg*	Valeur de $1000\frac{N}{Rn}$
50	4	0,4	20	0,0279	0,500	25,00	0,0349
60	4	0,4	24	0,0335	0,500	30,00	0,0419
70	5	0,5	35	0,0489	0,625	43,75	0,0611
80	5	0,5	40	0,0558	0,625	50,00	0,0698
90	6	0,6	54	0,0754	0,750	67,50	0,0942
100	6	0,6	60	0,0837	0,750	75,00	0,1047
110	6	0,6	66	0,0922	0,750	82,50	0,1152
120	7	0,7	84	0,1173	0,875	105,00	0,1466
130	7	0,7	91	0,1271	0,875	113,75	0,1588
140	7	0,7	98	0,1368	0,875	122,50	0,1710
150	7	0,7	105	0,1466	0,875	131,25	0,1733
160	7	0,7	112	0,1564	0,875	140,00	0,1955
180	7	0,7	126	0,1759	0,875	157,50	0,2199
200	7	0,7	140	0,1955	0,875	175,00	0,2444
250	8	0,8	200	0,2793	1,000	250	0,3491
300	8	0,8	240	0,3351	1,000	300	0,4189
350	8	0,8	280	0,3910	1,000	350	0,4887
400	8	0,8	320	0,4468	1,000	400	0,5585
450	8	0,8	360	0,5027	1,000	450	0,6283
500	8	0,8	400	0,5585	1,000	500	0,6981

Les largeurs des *courroies doubles* comportent les 0,7 des largeurs des courroies simples calculées avec la précédente formule. Dans le cas de courroies doubles, il ne faut pas prendre des poulies trop petites, à cause de la raideur de courroie.

3. La *vitesse de la courroie* la plus avantageuse est $v = 25$ *m* par seconde.

Habituellement v varie entre 7 et 15 *m*.

$v_{max} = 30$ *m* par seconde.

Perte de vitesse due au glissement de la courroie $= 0{,}02\ v$ soit $\frac{1}{2}$ °/₀ *).

*) D'après Hirn.

b. Construction des poulies *).

1. On prend les rayons R et R_1 de telle manière que

$$\frac{b}{R} \leqq \frac{0{,}7}{1+\frac{R}{R_1}} \quad \text{ou} \quad \frac{RR_1}{R+R_1} \geqq 1{,}43b.$$

2. *Jante.* Largeur $= \frac{5}{4}\,b$, hauteur du bombé $= \frac{1}{20} - \frac{1}{25}\,b$; épaisseur aux bords $= \frac{b}{80} + 2\,mm$; épaisseur au milieu $= 0{,}075b + 4\,mm$.

3. *Bras.* Si le nombre des bras

$$s = \tfrac{1}{2}\left(5 + \frac{R}{b}\right),$$

leur largeur (ou hauteur) au milieu de la poulie $= h = \frac{b}{4} + \frac{1}{10}\frac{R}{s} + 6\,mm$, leur largeur à la jante $= \frac{2}{3}\,h$; la section des bras est ovale, de telle sorte qu'en chaque point l'épaisseur égale la demi-largeur.

4. *Moyeu.* Épaisseur : $w = \left(\frac{d}{6} + \frac{R}{50} + 10\right) mm$;

longueur : au moins $= 2{,}5w$.

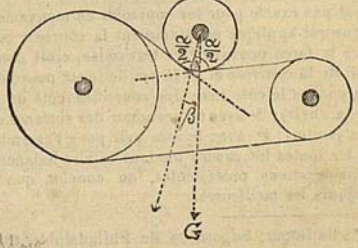
Clavette : largeur $= \left(\frac{d}{5} + 4\right) mm$; épaisseur $= \left(\frac{d}{10} + 4\right) mm$; conicité : $= \frac{1}{100}$ à $\frac{1}{200}$.

c. Rouleaux tendeurs ou de tension.

En conservant les notations de la page 408 et en désignant par Q la pression exercée par le rouleau, on a :

$$Q = 2T_0 \cos\frac{\alpha}{2} = P\,\frac{\tau+1}{\tau-1}\cos\frac{\alpha}{2}.$$

Fig. 244.



Si le rouleau ne doit agir que par son *poids propre* G, il faut, pour que la courroie puisse vaincre la résistance P que :

$$G = \frac{Q}{\cos\beta}, \quad \text{où}$$

β est l'angle que forme la bissectrice de l'angle α des deux brins avec la verticale (fig. 244).

C'est toujours à la fin du brin mou que l'on dispose les tendeurs.

*) D'après Reuleaux.

d. Règles pour l'installation des poulies.

Les poulies doivent être disposées de telle manière que, *pour chaque poulie l'axe du brin qui s'enroule se trouve dans le plan médian de la poulie.* Dans les poulies bombées, on peut admettre une déviation par rapport à la direction exacte de $\frac{1}{2}$ à $\frac{3}{4}$ °.

Dans le cas où la courroie est partiellement croisée, il faut que la distance entre les axes des poulies soit au moins égale au double du diamètre de la plus grande poulie ; pour qu'il n'y ait pas projection de la courroie et pour que l'usure de celle-ci ne soit pas trop rapide, il faut que cette distance soit $\geq 10\sqrt{6D_1}$; $b =$ largeur de la courroie, D_1 diamètre de la plus grande poulie.

e. Installation des courroies de transmission en Amérique *).

En Amérique, il a été construit des courroies de transmissions, jusqu'à 1500 *mm* de large, transmettant jusqu'à 500 chevaux vapeur.

Soient :

l la longueur de l'arc embrassé de la plus petite poulie, en *mm* ; en conservant les notations de la page 408, on a :

$$l = 2\pi\varphi R$$

$$b = 236000\,\frac{N}{vl} = 3147\,\frac{P}{l}$$ **)

lorsque l'arc embrassé est égal à la demi-circonférence $\left(\varphi = \frac{1}{2}\right)$ on a en arrondissant :

$$b = 1000\,\frac{P}{R};$$

on va jusqu'à

$$b = 1250\,\frac{P}{R}.$$

La tension est en moyenne égale à 1,5 *kg* par *mm* de la largeur de la courroie. L'épaisseur δ se prend faible.

En Amérique, on sait depuis longtemps déjà que la relation théorique $\frac{T_1}{T_2} = \tau$ n'est pas exacte pour les courroies en mouvement, par suite de la pression atmosphérique qui applique constamment la courroie contre les poulies. L'adhérence, c'est-à-dire la force pouvant être transmise, croit donc essentiellement : 1° avec le degré de poli de la courroie et de la poulie (c'est pourquoi, on fait aux Etats-Unis, reposer sur les poulies le côté lisse des courroies (côté du poil) et non comme chez nous le côté de la chair) ; 2° avec la grandeur des surfaces en contact ; 3° avec le bon équilibrage des poulies ; 4° avec le soin pris pour l'assemblage ou couture des courroies. (Il faut éviter toutes les causes tendant à faire balancer et fouetter les courroies). D'après les considérations précédentes, on conclut que les courroies minces et larges sont toujours les meilleures.

*) Radinger, Exposition de Philadelphie 1876 : Machines à vapeur et transmissions.

**) D'après Stephen Roper, Handbook of Land-and Marine-Engines, Philadelphie, 1875.

f. Cônes étagés ou cônes de vitesse.

On dispose les cônes étagés de façon que les différentes vitesses de l'arbre conduit forment entre elles une progression géométrique.

1. Dans les courroies à brins croisés, la somme des rayons de deux quelconque des poulies correspondantes doit être constante.

2. Dans le cas des courroies ouvertes, on peut faire cette même somme constante lorsque le rapport de la distance entre les axes des cônes à la différence des rayons des poulies extrêmes correspondantes est très grand.

Si cette condition n'est pas remplie, on peut, pour déterminer les différents rayons, faire usage de la méthode de calcul suivante qui livre de bons résultats.

Soient :

a la distance entre les arbres A et B (fig. 245),

r_1, r_2, r_3, r_4..... r_i les rayons des poulies du cône menant, calé sur l'arbre A,

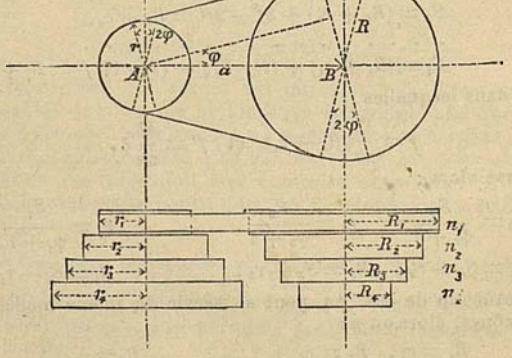
R_1, R_2, R_3, R_4..... R_i les rayons correspondants des poulies du cône mené, claveté sur l'arbre B,

n le nombre constant de tours de l'arbre moteur A,

n_1, n_2, n_3, n_4..... n_i les nombres de tours de l'arbre B lorsqu'on place la courroie successivement sur les poulies,

$$(R_1\ r_1),\ (R_2\ r_2),\ (R_3\ r_3),\ (R_4\ r_4)\ldots.\ (R_i\ r_i).$$

Fig. 245.



ψ_1, ψ_2, ψ_3, ψ_4.... ψ_i le rapport des vitesses,

δ la hauteur moyenne (idéale) des gradins,

i le nombre des poulies par cône.

Soient donnés :

le nombre de tours de l'arbre moteur. . . . . n,

les nombres de tours maximum et minimum de l'arbre mené n_1 et n_i

la distance entre les axes des arbres. . . . . a,

le nombre des poulies d'un cône . . . . . i,

le diamètre d'une des poulies par exemple. . . . . R_i.

On détermine d'abord :

$$r_1 = R_1 \frac{n_1}{n},$$

ensuite la hauteur moyenne des gradins :

$$\delta = \frac{R_1 - \psi_i r_1}{(i-1)(\psi_i + 1)}.$$

On obtient alors immédiatement les rapports des vitesses :

$$\psi_1 = \frac{R_1}{r_1} = \frac{n}{n_1}, \qquad \psi_2 = \frac{R_1 - \delta}{r_1 + \delta} = \frac{n}{n_2},$$

$$\psi_3 = \frac{R_1 - 2\delta}{r_1 + 2\delta} = \frac{n}{n_3}, \quad \psi_4 = \frac{R_1 - 3\delta}{r_1 + 3\delta} = \frac{n}{n_4},$$

. . . . . .

$$\psi_i = \frac{R_1 - (i-1)\delta}{r_1 + (i-\delta)\delta} = \frac{n}{n_i}.$$

Les sommes des rayons des poulies correspondantes sont :

$$S_2 = (R_1 + r_1) + f - f' = R_2 + r_2,$$
$$S_3 = (R_1 + r_1) + 2f - 4f' = R_3 + r_3,$$
$$S_4 = (R_1 + r_1) + 3f - 9f' = R_4 + r_4,$$
. . . . . .
$$S_i = (R_1 + r_1) + (i-1)f - (i-1)^2 f' = R_i + r_i,$$

formules dans lesquelles

$$f = \frac{4\delta}{\pi a}(R_1 - r_1) \quad \text{et} \quad f' = \frac{4\delta}{\pi a}\delta.$$

On trouve alors :

$$r_2 = \frac{S_2}{\psi_2 + 1}, \qquad r_3 = \frac{S_3}{\psi_3 + 1}, \quad \ldots\ldots \quad r_i = \frac{S_i}{\psi_i + 1}$$

et $R_2 = S_2 - r_2$, $R_3 = S_3 - r_3$, ... $R_i = S_i - r_i$.

Dans beaucoup de cas, on peut se servir du même modèle pour les deux cônes, alors on a :

$$R_1 = r_i, \quad R_2 = r_{i-1}, \quad \ldots\ldots \quad R_i = r_1.$$

Dans ce cas le calcul est notablement simplifié.
La longueur L de la courroie embrassant deux poulies (Rr) est:

$$L = \pi(R+r) + 2\varphi(R-r) + 2a\sqrt{1-\left(\frac{R-r}{a}\right)^2},$$

où φ est l'angle indiqué dans la fig. 245. Approximativement, on a:

$$L = \pi(R+r) + 2a + \left(\frac{R-r}{a}\right)^2.$$

En calculant la longueur L correspondant aux différentes paires de poulies, on peut contrôler les rayons donnés par les formules ci-dessus.

g. Transmission par cordes ou câbles en chanvre.

1. Les jantes des poulies portent un nombre déterminé de gorges dont les arêtes forment entre elles un angle pouvant varier entre 35 et 45°.

2. Le diamètre des câbles en chanvre varie habituellement entre 40 et 60 *mm*, pour la transmission du mouvement d'un arbre de couche au premier arbre de transmission.

Soient:
A le nombre des cordes à employer,
d le diamètre des cordes en *mm*,
D le diamètre d'enroulement de la poulie en *m*,
N le nombre de chevaux à transmettre,
P la force à la circonférence d'enroulement correspondant à N,
n le nombre de tours de la poulie par minute.
On peut prendre:

$$A = 34\frac{P}{d^2} = \frac{48680\,N}{Dd^2}\frac{}{n}\ ^*);$$

$$d = 5{,}83\sqrt{\frac{P}{A}} = 220{,}7\sqrt{\frac{1}{AD}\frac{N}{n}}.$$

Lorsque le nombre des cordes est inférieur à 5, il est bon de prendre un câble de plus que ne l'indique la formule afin que si un câble vient à rompre, ceux restant ne soient pas surchargés.
Longueur de l'épissure = 50 à 60 d.

3. La vitesse du câble doit être comprise entre 9 et 26 *m*; le diamètre de la plus petite poulie doit être au moins égal à 30 d.

---

*) Il y a des installations en Angleterre qui répondent à la formule:

$$A = 21{,}4\frac{P}{d^2} = \frac{30640\,N}{Dd^2}\frac{}{n}$$

mais il vaut mieux, (lorsqu'on n'est pas limité par la place) employer la formule donnée dans le texte.

Le brin mou doit, lorsque c'est possible, être placé en haut afin d'augmenter l'arc embrassé (v. p. 417).

Pour les tensions dans les brins, il est convenable de compter sur celles indiquées pour les courroies (p. 410).

D. TRANSMISSION PAR CABLES MÉTALLIQUES

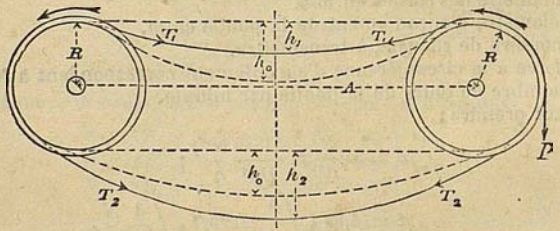
La transmission de la force par câbles métalliques, passant sur poulies et tendus par leur poids propre, peut s'effectuer jusqu'à 1000 *m* et au delà.

Les câbles ordinairement employés sont composés de 6 torons disposés autour d'une âme en chanvre ; chaque toron se compose lui-même de 6 fils et d'une âme également en chanvre. Si un tel câble est fortement tordu, son diamètre comporte, à peu de chose près, 8 fois le diamètre d'un fil isolé.

a. Transmission horizontale.

Les deux poulies, menante et menée, sont dans le même plan vertical et leurs axes dans le même plan horizontal.

Fig. 246.



Soient :

A la distance, en *m*, entre les axes des poulies,

R le rayon, en *mm*, des poulies,

D le diamètre des tourillons, en *mm*,

d le diamètre du câble, en *mm*,

δ l'épaisseur d'un fil en *mm*,

m le nombre de fils du câble,

N le nombre de chevaux à transmettre,

v la vitesse du câble, en *m* par seconde,

n le nombre de tours des poulies par minute,

P la résistance à vaincre, en *kg*, réduite à la circonférence des poulies,

T_1 la tension dans le brin conducteur,
T_2 la tension dans le brin conduit, } en kg,
T_0 la tension dans le câble au repos,
h_0 la flèche, le câble étant au repos,
h_1 la flèche du brin conducteur, } en mm,
h_2 la flèche du brin conduit,

k_0, k_1, k_2 (d'une façon générale k) les tensions correspondantes, en kg par mm^2,

σ la tension, en kg par mm^2, engendrée dans les fils par la flexion du câble s'enroulant autour des poulies.

α. *Calcul des câbles.*

1. Les *tensions* dans les brins sont données dans le chapitre relatif aux courroies (p. 409).

Dans la plupart des cas :

$$T_1 = 2P\ ;\quad T_2 = P\ ;\quad T_0 = 1{,}5P\ ;\quad k_1 = 2k_2\ .$$

La perte en glissement peut être négligée*).

$k_1 =$ ordinairement 5 à 7 kg, et ne doit pas dépasser 18 kg par mm^2. Lorsque la distance entre les poulies est petite, pour ne pas que h_1 soit trop faible, on descend la tension k_1 même au-dessous de 1 kg. Dans ce cas, on se donne la valeur de h_1 (qui ne doit pas être inférieure à 0,5 m) et on calcule k_1. Il est avantageux d'avoir $\sigma + k_1 = 27\ kg$ par mm^2 et $\frac{\sigma}{k_1} = 2$.

2. Les *flèches* du câble se déterminent au moyen des relations :

$$\frac{h}{A} = 0{,}3535\left[160\frac{k}{A} - \sqrt{\left(160\frac{k}{A}\right)^2 - 1}\right];\quad \frac{h}{A} \backsim \frac{1}{912}\frac{A}{k}\ .$$

$$\frac{k}{A} = 0{,}00877\left(\frac{h}{A} + \frac{A}{8h}\right);\quad h_0 \backsim 0{,}67\,h_2 + 0{,}28\,h_1\ .$$

Le brin conducteur se place le plus souvent en haut ; cependant, aussi longtemps que $h_2 - h_1 < 2R$, on peut le placer en bas, cela a l'avantage de diminuer l'espace balayé par le câble et en même temps d'augmenter les arcs embrassés. On peut toujours, comme nous l'avons fait, supposer que les courbes des brins sont des paraboles ordinaires.

3. *L'épaisseur ou diamètre du câble* se déduit des relations :

$$\delta = 1{,}60\sqrt{\frac{1}{m}\frac{P}{k_1}} = 13{,}86\sqrt{\frac{1}{m}\frac{N}{k_1 v}}$$

$$= 1349\sqrt{\frac{1}{m}\frac{N}{k_1 Rn}} = 5{,}67\sqrt[3]{\frac{\sigma N}{k_1 mn}}$$

*) Elle comporte environ $\frac{1}{50}$ %

4. La *longueur du câble* se prend un peu plus petite que la longueur théorique à cause de l'allongement dû aux tensions ; on peut la déterminer au moyen de la formule :

$$L = 2\left[\frac{\pi R}{1000} + A\left(1 + 2\left(\frac{h_0}{A}\right)^2\right)\right].$$

5. *Vitesse du câble.* Lorsque le travail à transmettre est grand, il est à recommander de prendre $v = 25$ à 32 *m* ; quand ce travail est faible : $v = 5$ à 10 *m*, par seconde.

6. *Distance entre deux poulies :*

$A = 16$ à 20 *m.* ; distance maxima :

$A = 120$ *m.*

β. *Construction des poulies principales.*

1. Le rayon de ces poulies ne doit pas être inférieur à :

$$R = \frac{10000}{\sigma}\,\delta,$$

dans cette formule δ est supposé déterminé au moyen de la relation :

$$\delta = 5{,}67\sqrt[3]{\frac{\sigma N}{k_1 mn}}.$$

Pour $\sigma = 18$ *kg* par *mm*² on a : $R_{\min} = 555\,\delta$.

Pour $\frac{\sigma}{k_1} = 2$ et $\frac{\sigma}{k_1} = 12$ *kg* par *mm*², il est avantageux de prendre

$$R = 833\,\delta.$$

En moyenne, on a : $\frac{D}{R} = \frac{1}{16}$.

2. *Jante.* La jante est encore souvent fabriquée en bois avec garniture en cuir à l'endroit où repose le câble ; mais il est bien préférable de faire cette jante en fonte ; alors, au fond de chaque gorge se trouve une rainure de 2 *d* de profondeur tournée en queue d'hironde. La partie de cette rainure la moins large, c'est-à-dire la plus éloignée du centre de la poulie, mesure 1,3 à 1,4 *d*. Cette rainure est remplie d'une garniture de gutta-percha, de ficelle goudronnée ou bien de cuir lorsque le câble est très lourd. Cette garniture constitue le chemin de roulement du câble. A partir de ce chemin de roulement, la gorge s'évase en *V*.

3. *Bras.* Le nombre *s* des bras en fonte est :

$$s = 4 + \frac{1}{40}\,\frac{R}{d},$$

leur largeur au milieu de la poulie est :

$$e = 4d + \frac{1}{4}\,\frac{R}{s},$$

leur largeur à la jante $= \frac{2}{3}\,e$.

Dans les sections cruciformes, l'épaisseur des nervures dans le sens du mouvement $= \frac{1}{5} e$, celle des nervures transversales $= \frac{2}{15} e$; dans les sections ovales, l'épaisseur en tout point est égale à la moitié de la largeur en ce point.

4. *Moyeu.* Les dimensions du moyeu sont les mêmes que dans les poulies pour transmission par courroies (page 411).

γ. *Construction des poulies-supports.*

Lorsque la hauteur de la transmission n'est pas assez grande au-dessus du sol, on doit recourir à des poulies-supports pour rehausser les brins. Les poulies-supports du brin moteur doivent être du même diamètre que les poulies principales ; pour le brin conduit par contre on donne à ces poulies un rayon :

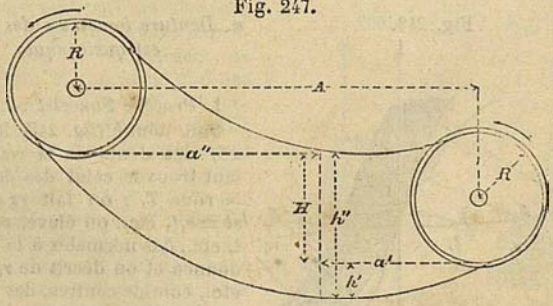
$$R_0 = \frac{10000}{18 - \frac{k_1}{2}} \delta ;$$

en dehors de cela, la construction des poulies-supports est la même que celle des poulies principales.

δ. Transmission inclinée.

On peut facilement ramener les calculs se rapportant à ce cas à ceux que nous avons indiqués pour la transmission horizontale.

Fig. 247.



Soient en m :

H la distance verticale entre les axes des deux poulies,

h' et h'' les flèches des brins,

a' et a'' les distances respectives des sommets des courbes des brins aux axes des poulies,

h la flèche de l'un quelconque des brins de la transmission horizontale ayant mêmes A et k (fig. 247) :

$$h' = h\left(1 + \tfrac{1}{16}\left(\frac{H}{h}\right)^2\right) - \frac{H}{2}\,; \quad h'' = h' + H\,;$$

$$a' = \frac{A}{2}\left(1 - \tfrac{1}{4}\frac{H}{h}\right)\,; \quad a'' = A - a'\,.$$

Les autres formules données pour la transmission horizontale sont applicables au cas qui nous occupe.

E. ROUES DENTÉES

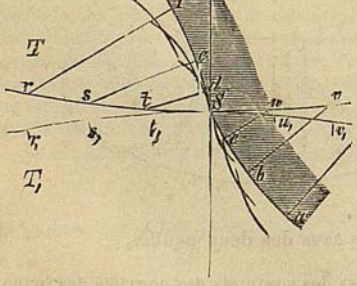
a. Dentures des roues droites *).

Deux profils de dents engrenantes sont rationnels lorsqu'en chaque instant le rapport des vitesses angulaires des deux roues est constant. Une telle condition est toujours remplie lorsque les normales communes aux différents points de contact des deux profils passent constamment par le point de tangence des deux cercles primitifs.

Les roues droites dans lesquelles les profils des dents ont une forme telle que toutes les roues de même pas puissent engrener rationnellement ensemble, portent le nom de *roues assorties* ou *de roues d'assortiment*, tandis que les roues ne jouissant pas de cette propriété sont des *roues à dentures spéciales*.

Les constructions des dentures de crémaillères s'obtiennent toujours au moyen des constructions générales en faisant croître un des rayons primitifs jusqu'à l'infini.

Fig. 248.



α. Denture lorsqu'un des profils est quelconque.

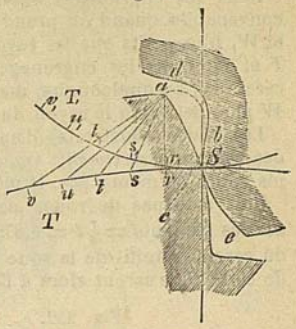
1. *Procédé Poncelet* :

Soit donné (fig. 248) le profil aSf des dents de la roue T, il faut trouver celui des dents de la roue T_1 : on fait $rs = r_1s_1$, $st = s_1t_1$ etc., on élève, par r, s, t, etc., des normales à la courbe donnée et on décrit de r_1, s_1, t_1, etc., comme centres, des arcs de cercle ayant les normales pour rayon. L'enveloppe de tous ces arcs de cercle est le profil cherché.

*) D'après Reuleaux.

2. *Profil du pied des dents* (fig. 249). La partie inférieure dS, ou pied des dents de la roue T_1, doit être construite de façon à donner la plus grande résistance possible aux dents, sans toutefois être coupée par la trajectoire du sommet a des dents de la roue T. On construit cette trajectoire de la manière suivante : On fait $Sr_1 = Sr$, $r_1 s_1 = rs$, etc.; on décrit de S, r_1, s_1, etc., des arcs de cercle ayant Sa, ra, sa, etc., pour rayons ; l'enveloppe de ces arcs donne le profil théorique limite du pied des dents inscrit au profil réel.

Fig. 249.



La détermination de ce profil n'est nécessaire que lorsque les roues sont très petites et même dans celles-ci on ne doit la faire que pour la partie du pied des dents qui n'engrène plus. Pour les roues plus grandes, on conserve pour toute la dent le profil donné par la construction 1.

β. *Dentures cycloïdales.*

(V. Construction des courbes cycloïdales, pages 94 et 95).

1. *Engrenage extérieur* (fig. 250). Le profil aSb des dents de la roue T est formé par l'arc d'hypocycloïde Sa engendré par le roulement de W à l'intérieur de T et par l'arc d'épicycloïde Sb engendré par le mouvement de W_1 sur T_1. Le profil cSd des dents de la roue T_1 est formé par l'arc d'épicycloïde Sc engendré par le roulement de W sur T_1 et par l'arc d'hypocycloïde Sd engendré par le roulement de W_1 dans T_1.

Fig. 250.

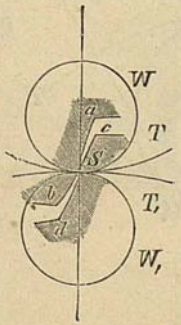
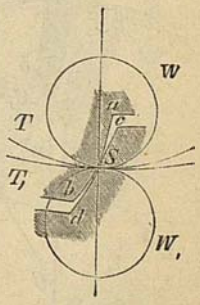


Fig. 251.



2. *Engrenage intérieur* (fig. 251). Le profil aSb des dents de la roue T est formé par l'arc d'hypocycloïde Sa engendré par le roulement de W dans T et par l'arc d'épicycloïde Sb engendré par le roulement de W_1 sur T. Le profil cSd des dents de la roue creuse ou couronne T_1 est formé par l'arc d'hypocycloïde Sc engendré par le roulement de W dans T_1 et par l'arc d'épicycloïde Sd engendré par le roulement de W_1 sur T_1.

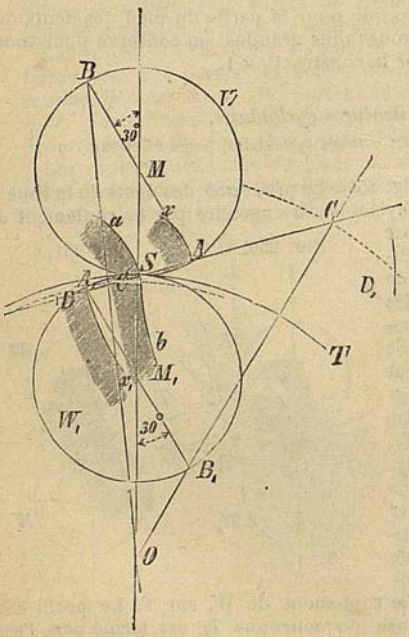
3. *Choix des cercles roulants.* La forme de la dent dépend du choix des cercles roulants.

Dans les engrenages extérieurs (fig. 250), on obtient des dents convenables quand on prend les diamètres des cercles roulants W et W_1 plus petits que les rayons des cercles primitifs correspondants T et T_1. Dans les engrenages intérieurs (fig. 251), la grandeur du cercle W_1 est quelconque, mais, par contre, on prend le diamètre de W plus petit que le rayon du cercle primitif T.

Les roues construites d'après ces considérations ne donnent pas des *roues d'assortiment.* On obtient celles-ci en prenant pour toutes les roues de même pas, le même rayon de cercle roulant.

Soit t le pas de roues dentées, on peut prendre le rayon des cercles roulants $= \frac{7}{8} t = 0{,}875\, t$; ce rayon étant égal au demi-rayon du cercle primitif de la roue de 11 dents de pas t, les pieds des dents de cette roue seront alors à flancs droits suivant les rayons.

Fig. 252.



On peut cependant très bien, dans les assortiments, descendre avec le nombre des dents jusqu'à 7 en ayant soin de n'utiliser du profil de la dent que juste la partie qui engrène et de profiler le reste du pied de la dent d'après la manière indiquée (p. 421).

Dans ces pignons de faibles rayons où les pieds des dents sont déchaussés, il est bon de disposer des nervures latérales s'arrêtant aux parties travaillées.

4. *Denture cycloïdale approchée pour les assortiments de roues.*

(Fig. 252) : *Engrenage extérieur.*

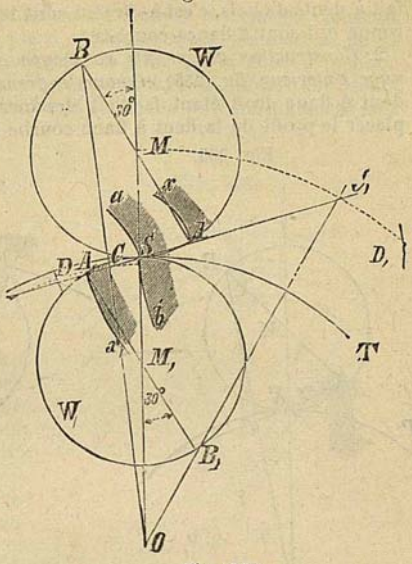
(Fig. 253) : *Engrenage intérieur.*

Soit T le cercle primitif de la roue à denter et soient W et W_1 les deux cercles roulants, de même rayon.

On tire les deux diamètres AMB et $A_1M_1B_1$ faisant avec la ligne des

centres un angle de 30°, on joint alors A à A_1 et le centre O à B et B_1. On obtient ainsi sur la ligne AA_1 les points C et C_1 qui sont les centres des arcs Ax et A_1x_1 ; ces deux arcs réunis constituent le profil cherché. La réunion de ces arcs a lieu de la manière suivante : On décrit de O comme centre des arcs de cercle ayant OC et OC_1 pour rayons. Ces arcs de cercles sont coupés en D et D_1 par les arcs décrits de S comme centre avec AC et A_1C_1 pour rayons. Les points D et D_1 sont les centres des deux arcs de cercle dont se compose le profil cherché aSb.

Fig. 253.



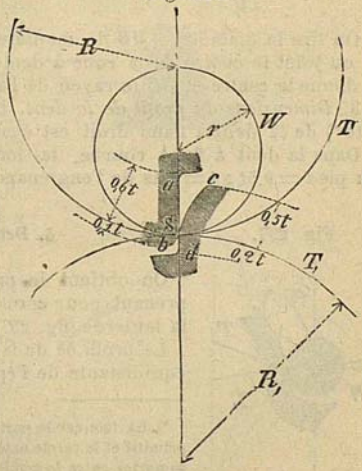
γ. *Dentures à flancs droits.*

Si pour la construction des dents d'une roue, on ne se sert que d'un cercle roulant et si l'on prend son diamètre égal au rayon du cercle primitif de la roue, on obtient des dents à flancs droits.

1. *Construction exacte.* α. Roues extérieures (fig. 254). On fait $r = \frac{1}{2} R$ et on mène le rayon Sa ; Sb = arrondi circulaire ; Sc = arc cycloïdal formé par le roulement de W sur T_1, Sd = droite suivant le rayon.

β. Si l'une des roues est intérieure à l'autre, le procédé est semblable. Si les surfaces roulantes doivent

Fig. 254.



être l'une de bois, l'autre de fonte, c'est le pignon intérieur que l'on fait à dents de bois, c'est-à-dire ce sont les dents en fonte de la couronne qui sont à flancs courbes.

2. *Construction des profils au moyen d'arcs de cercles pour engrenage extérieur* (fig. 255) *et pour engrenage intérieur* (fig. 256). La dent à flanc droit étant facile à dessiner, il ne reste plus qu'à remplacer le profil de la dent à flanc courbe par un arc de cercle :

Fig. 255.

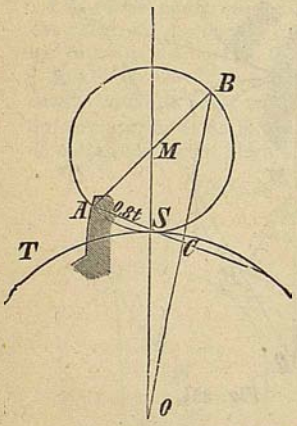
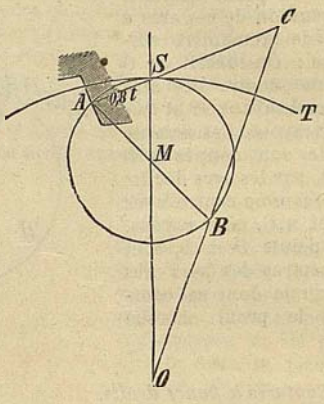


Fig. 256.

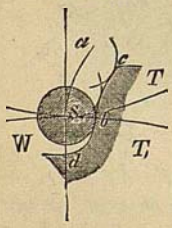


On tire le diamètre AMB de manière que AS égale les 0,8 du pas, et on joint le centre de la roue à denter à B. Le point d'intersection C donne le centre et AC le rayon de l'arc de cercle cherché.

3. *Dimensions du profil de la dent.* La longueur ou hauteur de la tête*) de la dent à flanc droit est égale à $0{,}1t$, celle du pied à $0{,}6t$.

Dans la dent à flanc courbe, la longueur de la tête $= 0{,}2t$, celle du pied $= 0{,}5t$; $t =$ pas de l'engrenage.

Fig. 257.



δ. *Dentures à fuseaux.*

On obtient le profil des dents de la roue en prenant pour cercle roulant le cercle primitif de la lanterne (fig. 257).

Le profil bc de la dent pour la roue T_1 est une équidistante de l'épicycloïde Sa engendrée par le

*) La tête est la partie de la dent comprise entre le cercle primitif et le cercle extérieur, le pied est la partie de la dent comprise entre le cercle primitif et la base de la dent.

roulement de W sur T_1; le profil bd du pied de la dent est construit de telle sorte qu'il y ait une place suffisante pour les fuseaux de la lanterne. Le cercle S qui représente la dent de la roue T a pour diamètre l'épaisseur de la dent. On prend la longueur des dents de la roue T_1 de telle manière que la durée de l'engrènement soit suffisante.

ε. *Dentures à développante de cercle.*

(V. Construction de la développante de cercle, p. 96).

1. *Procédé exact pour la construction du profil* (fig. 258).

R = rayon du cercle primitif, T_1 = rayon du cercle de pied, T = rayon du cercle de tête, bc = droite passant par le point de contact des cercles primitifs des deux roues ; $og = G$ perpendiculaire à bc; daf = développante engendrée par le roulement de la droite bc sur le cercle de base de rayon G, fe = droite radiale. La valeur la plus avantageuse de l'angle α est 75°, ce qui correspond à $G = 0{,}966R$.

Dans le cas de l'engrenage intérieur, on procède de la même manière, la seule différence c'est que pour la roue intérieure, c'est le flanc opposé qui engrène.

Le profil des dents des crémaillères est une droite faisant l'angle α avec la droite primitive (fig. 259).

Dans le cas d'assortiments, le nombre de dents des pignons doit être $z \geqq 28$.

2. *Méthode approchée pour la construction des dents à développante de cercle au moyen d'arcs de cercle* [fig. 260).

T = cercle de tête, T_1 = cercle de pied et en même temps cercle de base de la roue pour laquelle

Fig. 258

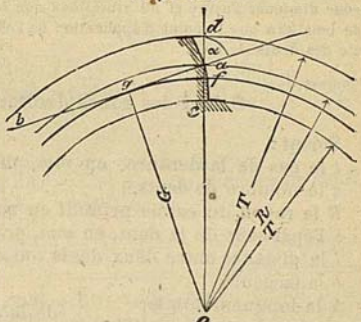


Fig. 259.

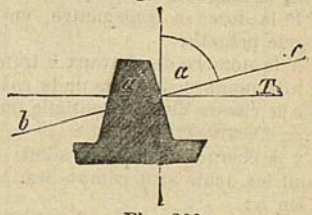
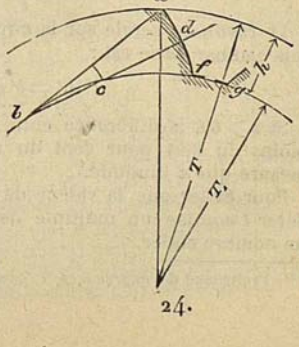


Fig. 260.



il s'agit de construire les dents, ab = tangente menée de a au cercle T_1 ; $bc = \frac{ab}{2}$; ad = arc de cercle de rayon ab ayant son centre en b; df = arc de cercle de rayon cd ayant son centre en c; adf = profil de la dent.

Pour les petites dents, on peut décrire le profil entier de la dent par un seul arc de cercle de rayon ab et de centre b.

Remarque. Dans un engrenage à dents de bois sur dents de fonte, il est préférable, pour diminuer l'usure et les vibrations que ce soit la roue menante qui soit à dents de bois afin que le point d'application de l'effort moteur se meuve de la racine à la tête des dents de bois.

Calcul des roues droites ou cylindriques *).

Soient :

t le pas de la denture, en mm, mesuré suivant le cercle primitif,

z le nombre de dents,

R le rayon du cercle primitif en mm,

s l'épaisseur de la dent, en mm, prise sur le cercle primitif,

l la distance entre deux dents, ou creux des dents, en mm,

b la largeur,
h la longueur totale,
h_1 la longueur de la tête,
h_2 la longueur du pied,
} de la dent, en mm,

P la force à transmettre, en kg, réduite à la circonférence d cercle primitif,

N le nombre de chevaux à transmettre,

n le nombre de tours de la roue par minute,

v la vitesse circonférentielle du cercle primitif, en m par seconde, ($v = 0{,}00010472\ Rn$),

k la charge ou tension admissible, en kg par mm^2, de la matière dont les dents sont composées.

On a :

1. $$z = 2\pi \frac{R}{t}\ ;\quad t = 2\pi \frac{R}{z}\ ;\quad R = \frac{zt}{2\pi}\ .$$

Le rayon du cercle sur la circonférence duquel on peut porter t' z fois comme *corde* est :

$$R' = t' \frac{1}{2 \sin (180° : z)}\ .$$

Si $z > 60$, la différence entre les valeurs de R et de R' comporte moins du 0,04 pour cent du rayon ; cette différence augmente à mesure que z diminue.

Pour éviter que la valeur de R soit irrationnelle, on peut considérer t comme un multiple de π mm : de telle façon que $t : \pi$ soit un nombre entier.

*) Frottement des engrenages, v. page 141.

2. *Manière de se servir du tableau ci-dessous* :

α. Si t et R sont donnés, on corrige R, de manière que $\frac{R}{t}$ se rapproche le plus possible de l'une des valeurs $\left(\frac{R}{t}\right)$ du tableau : Le nombre dans la première colonne à gauche et le chiffre dans la première ligne horizontale correspondant à la ligne et à la colonne de cette valeur $\left(\frac{R}{t}\right)$, représentent respectivement les dizaines et les unités du nombre de dents cherché z.

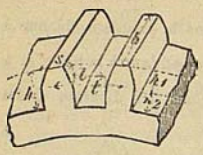
β. Si R et z sont donnés, on cherche dans le tableau la valeur de $\left(\frac{R}{t}\right)$ correspondant à z et on a : $t = R : \left(\frac{R}{t}\right)$.

γ. Si z et t sont donnés, on cherche dans le tableau la valeur de $\left(\frac{R}{t}\right)$ correspondant à z et on a : $R = \left(\frac{R}{t}\right) t$.

Tableau donnant les valeurs de $\left(\frac{R}{t}\right) = \left(\frac{z}{2\pi}\right)$ *pour les nombres de dents* $z = 10$ *à* 299 :

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1,592	1,751	1.910	2,069	2,228	2,387	2,546	2,706	2,865	3 024
2	3,183	3,342	3,501	3,661	3,820	3.979	4,138	4,297	4,456	4,615
3	4,775	4.934	5,093	5,252	5,411	5,570	5,730	5,889	6,048	6,207
4	6,3 6	6.525	6,685	6,844	7,003	7,162	7,321	7,480	7,639	7,799
5	7,958	8,117	8,276	8,435	8.594	8,754	8,913	9,072	9,231	9,390
6	9,549	9,708	9,868	10,027	10,186	10,345	10,504	10,663	10,823	10,982
7	11,141	11,300	11,459	11,618	11,777	11.937	12,096	12,255	12,414	12,573
8	12,732	12.892	13,051	13.210	13,369	13,528	13,687	13,846	14,006	14,165
9	14,324	14.483	14,642	14,801	14,960	15,120	15,279	15,438	15,597	15,756
10	15,916	16,074	16,234	16,393	16,552	16,711	16,870	17.030	17,189	17,348
11	17,50-	17,666	17,825	17,985	18,144	18,303	18,462	18,621	18,780	18,939
12	19,099	19.258	19.417	19,576	19.735	19.894	20,053	20,213	20.372	20,531
13	20,690	20,849	21,008	21,168	21,327	21,486	21,645	21.804	21,963	22,122
14	22,282	22.441	22,600	22,759	22,918	23,077	23,237	23.396	23,555	23,714
15	23,873	24,032	24,192	24.351	24,510	24,669	24,828	24.987	25,146	25,306
16	25,465	25,624	25,783	25,942	26,101	26,261	26,420	26,579	26,738	26,897
17	27,056	27.216	27,375	27,534	27,693	27,852	28,011	28,170	28,330	28,489
18	28,648	28,807	28,966	29,125	29,285	29.444	29,603	29,762	29,921	30,080
19	30,239	30,399	30,558	30,717	30,876	31,035	31,194	31,354	31,513	31,672
20	31,831	31,990	32,149	32,308	32,468	32,627	32,786	32,945	33,104	33,263
21	33,423	33,582	33.740	33.900	34,059	34,218	34,377	34,537	34,696	34.855
22	35,014	35.173	35,332	35,492	35,651	35,810	35,969	36,128	36,287	36,446
23	36,606	36,765	36,924	37,083	37,242	37,401	37,560	37,720	37,879	38,038
24	38,197	38,356	38,515	38,675	38,834	38.993	39,152	39,311	39,470	39,629
25	39,789	39.948	40,107	40,266	40,425	40,585	40,744	40,903	41,062	41,221
26	41,380	41,539	41,699	41,858	42,017	42,176	42,335	42,494	42,654	42,81
27	42,972	43,131	43,290	43,449	43,608	43,768	43,927	44,086	44,245	44,40
28	44,563	44,722	44,882	45,041	45,200	45,359	45,518	45,677	45,837	45,99
29	46,155	46,314	46,473	46,632	46,792	46,950	47,110	47,269	47,428	47,58

Fig. 261.



3. *Dimensions des dents* (fig. 261).
On fait :

$$s = \frac{19}{40}\,t\,;\quad l = \frac{21}{40}\,t\,;\quad h = 0{,}7\,t\,.$$

Pour les dentures cycloïdales et à développantes, on prend $h_1 = 0{,}3t$; $h_2 = 0{,}4t$; pour les valeurs de h_1 et h_2 dans le cas des dentures à flancs droits, voir fig. 254. Le rapport $b : t = \varphi$ dépend de la vitesse des cercles primitifs.

4. *Calcul du pas t.*
Si f représente l'épaisseur de la dent à sa racine, on a :

$$Ph = \tfrac{1}{6}\,bf^2k\,,$$

Si on pose : $h = 0{,}7t$, $f = 0{,}5t$, $b : t = \varphi$, on a :

$$kbt = 16{,}8\,P\,;\quad t = 4{,}1\,\sqrt{\frac{P}{k\varphi}}\,.$$

En général f est plus grand que $0{,}5t$, de telle sorte que la tension réelle est inférieure à k. — Les facteurs entrant en considération pour la *résistance* des dents sont donc b et t, tandis que φ est celui dont il faut tenir compte pour l'*usure*.

α. Roues dentées, *les résistances étant très uniformes*, par exemple roues de grues (pour $v \leqq 0{,}5$ m par seconde). Dans ce cas on prend pour le cas de dents en fonte *) $k = 5$ kg par mm^2, et $\varphi = 2$, alors :

$$t = 1{,}30\sqrt{P}\,.$$

β. Roues dentées, les *résistances étant variables* (roues de transmission marchant lentement). Dans ce cas $\varphi = 3$. Pour la fonte $k = 2{,}5$, pour le bois $k = 1$ kg par mm^2 *) ; de telle sorte que pour engrenage de

fonte sur fonte : $\quad t = 1{,}5\sqrt{P} = 1269\,\sqrt{\dfrac{N}{Rn}}\,.$

bois sur bois : $\quad t_1 = 2{,}37\sqrt{P} = 2006\,\sqrt{\dfrac{N}{Rn}}\,.$

bois sur fonte : $\quad t_2 = 1{,}93\sqrt{P} = 1638\,\sqrt{\dfrac{N}{Rn}} = \dfrac{t + t_1}{2}\,.$

C'est la roue menante qui est à dents de bois (voir remarque p. 426).
Si on appelle t le pas dans le cas de dents en fonte, le pas dans le cas de dents en fer forgé $= 0{,}7t$, dans le cas de dents en laiton ou en bronze, le pas $= 1{,}4t$.

γ. Roues dentées, les résistances étant *très variables*, c'est-à-dire pouvant augmenter notablement par suite de chocs et de masses en

*) D'après v. Reiche.

mouvement (comme dans les roues des machines-outils). Dans ce cas $\varphi = 3$. Pour la fonte $k = 1{,}25$ *kg* par mm^2 de sorte que,

$$t = 2{,}12\sqrt{P} = 1794\sqrt{\frac{N}{Rn}}.$$

δ. Dans les roues à *vitesse très grande*, on porte la largeur b donnée par la précédente formule jusqu'à concurrence de $4t$.

5. *Valeurs admissibles pour le pas, le rapport des vitesses, le nombre de dents et la vitesse périphérique.*

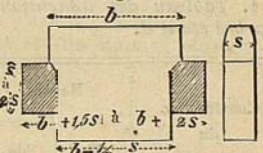
Toutes les fois qu'il est possible d'éviter des pas supérieurs à 100 *mm* en augmentant les rayons, il faut le faire.

Lorsqu'on veut transformer un mouvement lent en mouvement rapide, il ne faut pas dépasser le rapport des vitesses $\psi = 4$ (v. p. 407). Dans le cas contraire, le nombre des dents de pignon ne doit pas être inférieur à 10. Dans les treuils, les grues, on peut, en employant des pignons en fer forgé, descendre au-dessous de cette limite. La marche est plus tranquille lorsque ce sont toujours les mêmes dents qui arrivent en contact.

Pour une exécution ordinaire, il ne faut pas que la vitesse périphérique v soit supérieure à 3 *m* ; lorsque l'exécution est soignée, on peut aller jusqu'à $v = 12$ *m* par seconde.

6. *L'épaisseur de la jante ou couronne*, mesurée radialement, est égale à $0{,}4\,t + 3$ *mm* (ou encore à s), lorsque jante et dents sont de même matière ; on a soin de rendre cette jante rigide au moyen d'une ou de plusieurs nervures circulaires se raccordant avec les bras.

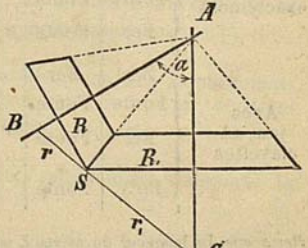
Fig. 262.



Lorsque les *dents sont en bois* et la jante en fonte, les dimensions peuvent être prises d'après la fig. 262.

c. **Roues d'angle ou roues coniques.**

Fig. 263.



Pour que deux roues coniques travaillent ensemble d'une manière correcte il faut, abstraction faite du genre de la denture, que les axes des cônes de base se coupent en un point et que les génératrices de ces cônes soient égales entre elles.

Les deux roues coniques R et R_1 (fig. 263) dont les axes se coupent sous l'angle α, engrènent convenablement lorsqu'on prend comme

profil extérieur des dents celui que l'on donnerait aux roues droites de rayons r et r_1. Les dents sont alors des cônes ayant ce profil comme base et le point A pour sommet. Les rayons r et r_1 des roues auxiliaires s'obtiennent graphiquement en élevant par le point S une perpendiculaire à la génératrice commune aux deux cônes de base.

Pour déterminer r on a : $$\frac{r}{R} = \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2 + 2RR_1 \cos\alpha}}{R_1 + R\cos\alpha}.$$

Si $\alpha = 90°$,

$$\frac{r}{R} = \frac{\sqrt{R^2 + R_1^2}}{R_1}.$$

On trouve r_1 d'une façon analogue.

Les formules trouvées pour les roues cylindriques concernant l'épaisseur des dents et le pas peuvent être utilisées pour les roues coniques en prenant comme cercle fondamental le cercle primitif moyen.

d. Moyeux faisant corps avec les bras et moyeux à bras rapportés.

1. *Tableau des dimensions des moyeux, à bras, le diamètre de l'arbre étant d.*

Construction du moyeu.	Matière de l'arbre.	Matière du moyeu.	Diam. de l'arbre à l'endroit du moyeu : d'.	Diam. intérieur du moyeu : d'.	Diam. extérieur du moyeu : D.	Longueur du moyeu : L.	Épaisseur du moyeu : δ
Alésé exactement	Fer	Fer	$\frac{7}{6}d$	$\frac{7}{6}d$	$1\frac{11}{12}d$	$1\frac{1}{2}d$	$\frac{3}{8}d$
	Fonte	Fonte					
	Fer	Fonte	$\frac{7}{6}d$	$\frac{7}{6}d$	$2\frac{1}{6}d$	$1\frac{5}{8}d$	$\frac{1}{16}d$
Avec jeu et clavettes	Fer	Fer	d	$\frac{5}{4}d$	$2d$	$1\frac{1}{2}d$	$\frac{3}{8}d$
	Fonte	Fonte					
	Fer	Fonte	d	$\frac{5}{4}d$	$2\frac{1}{4}d$	$1\frac{5}{8}d$	$\frac{1}{8}d$
	Bois	Fonte	d	$\frac{13}{12}d$	$1\frac{1}{3}d$	$\frac{13}{24}d$	$\frac{1}{8}d$

Remarque. La longueur du moyeu L ne dépend pas seulement de d, mais elle est aussi fonction de la largeur des dents ; les valeurs données dans le tableau ci-dessus sont donc à considérer comme des minima.

2. Dans les *moyeux* pour *arbres creux en fonte*, on détermine les dimensions au moyen du tableau ci-dessus en prenant pour d le diamètre extérieur de l'arbre et en ayant soin de multiplier partout par le facteur

$$1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4, \quad \text{où}$$

d représente le diamètre extérieur de l'arbre.
d_1 le diamètre intérieur.

3. *Moyeux à bras rapportés.*

Soient :

R la longueur des bras mesurée de l'axe de l'arbre au point d'application de la force,

D le diamètre du moyeu, δ l'épaisseur du moyeu } tirés du tableau ci-contre,

b la largeur du disque sur lequel les bras sont fixés, c'est-à-dire la dimension dans la direction du rayon prise à partir du diamètre extérieur du moyeu,

c l'épaisseur du disque, c'est-à-dire la dimension dans la direction de l'axe ; on prend :

$$b=\tfrac{1}{6}(R-\tfrac{1}{2}D), \quad c=\tfrac{1}{6}\delta+13\,mm.$$

Le disque a encore, dans la direction de l'axe de l'arbre des nervures, ayant c pour épaisseur, dont le but est de donner plus de rigidité au système.

e. Clavetage.

1. Lorsque le moyeu est alésé juste au diamètre de l'arbre, on fait le calage sur les arbres au moyen de clavettes de force ou de clavettes fixes en fer. Si la clavette est maintenue dans une rainure, on prend comme largeur de cette clavette $\frac{4}{9}$ du diamètre de l'arbre si l'arbre est en fer, et $\frac{3}{9}$ s'il est en fonte ; la largeur d'une clavette en acier dans les mêmes conditions est respectivement égale à $\frac{4}{16}$ et $\frac{3}{16}$ du diamètre de l'arbre.

2. Lorsque la clavette n'est pas encastrée dans une rainure mais qu'elle repose sur un plat, il faut, si l'on veut se trouver dans les mêmes conditions, lui donner une largeur $= 1\frac{1}{2}$ fois celle correspondant au cas avec rainure.

3. L'épaisseur de la clavette mesurée radialement comporte la moitié de la largeur.

f. Bras des roues dentées.

Conservant les notations de la page 426, soient :

i le nombre des bras,

et de plus pour les sections en T,

et cruciforme :

H la hauteur ou largeur de la nervure principale, en *mm*, mesurée au milieu de la roue,

β l'épaisseur de cette nervure, en *mm*,

H_1 la hauteur ou largeur de la, ou des deux nervures latérales, en *mm*,

β_1 l'épaisseur de ces nervures, en *mm*,

δ l'épaisseur de la jante, en *mm*,

on prend $$i = \tfrac{1}{4}\sqrt{z\sqrt{t}}.$$

de telle sorte que pour :

$z\sqrt{t} =$	144	256	400	576	784	1024	1600
$i =$	3	4	5	6	7	8	10.

De plus, on a :

$$H = 0{,}37\sqrt{\frac{zbt}{i}},$$

$$\beta = 0{,}5t.$$

Ces formules supposent une charge ou tension k environ moitié plus petite que celle des dents (v. p. 426).

Pour dimensions ordinaires, $H = 2$ à $2{,}5t$.

A la jante, H_1 doit être un peu inférieur à b, et, au moyeu, égal ou supérieur à b. De plus :

$$\beta_1 = 0{,}4t \quad \text{ou} \quad \beta_1 = 0{,}8\delta,$$

où $$\delta = 3 + 0{,}4t.$$

Dans les sections en double T, l'épaisseur des semelles $= \tfrac{1}{2}\beta_1 = 0{,}25t$.

Dans les sections ovales, la largeur de la section au milieu de la roue est $H = 2t$, l'épaisseur $= \tfrac{1}{2}H$.

H diminue à mesure qu'on approche de la circonférence jusqu'à concurrence de $(\tfrac{3}{4}$ à $\tfrac{2}{3})H$.

Si dans les engrenages fonte sur bois, on détermine les hauteurs ou largeurs des nervures au moyen des précédentes formules, les épaisseurs de ces nervures peuvent être prises égales au 0,8 de celles données par les relations ci-dessus.

g. Poids des roues dentées.

Soient :
t le pas, en dm,
b la largeur de la dent, en dm :
le poids approximatif G d'une roue droite en fonte est, d'après Reuleaux :

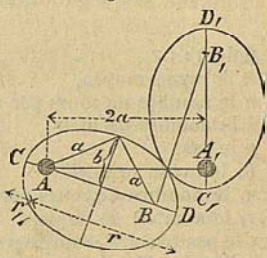
$$G = bt^2 (6{,}25\, z + 0{,}04 z^2)\ kg.$$

Pour les roues coniques et les roues à dents de bois (bras relativement plus légers), le poids réel comporte environ $0{,}95G$.

F. ROUES ELLIPTIQUES

Soient (fig. 264) :

Fig. 264.



A l'axe de rotation de la roue menante,
A_1 l'axe de rotation de la roue menée,
a le demi-grand axe des deux ellipses,
b le demi-petit axe des deux ellipses,
A, B, A_1, B_1 leurs foyers,
ω la vitesse angulaire constante de la roue menante A,
ω_1 la plus grande vitesse angulaire de la roue menée A_1,
ω_2 la plus petite vitesse angulaire de la roue menée A_1 ; pour les autres lettres, voir la figure.

1. Lorsque le contact est en D le rapport des vitesses a la valeur :

$$\psi_1 = \frac{AD}{A_1 C_1} = \frac{r}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega},$$

lorsqu'il est en C :

$$\psi_2 = \frac{AC}{A_1 D_1} = \frac{r_1}{r} = \frac{\omega_2}{\omega} \quad \text{et} \quad \frac{\psi_1}{\psi_2} = \frac{r^2}{r_1^2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = V.$$

2. Lorsque la distance des deux axes $AA_1 = 2a$ et le rapport V sont donnés, on trouve b et par suite la forme des roues elliptiques au moyen de l'égalité :

$$b = \frac{2a\sqrt[4]{V}}{\sqrt{V}+1}.$$

3. Les *roues elliptiques* trouvent fréquemment emploi dans les *machines à raboter*.

Si la distance $AA_1 = 2a$ est donnée, ainsi que le temps de retour

T du plateau, et si l'on prend pour unité de temps celui que met le plateau à parcourir sa course dans le sens du travail, on a pour déterminer b la formule :

$$b = a\sqrt{\frac{2\sin\left(\frac{180T}{T+1}\right)}{1+\sin\left(\frac{180T}{T+1}\right)}}.$$

On dispose les dents de ces roues de manière que leurs axes se confondent avec les normales à l'ellipse ; la construction de ces dents est la même que celle des dents ordinaires avec cette seule différence que les cercles primitifs sont remplacés par des ellipses.

G. ENGRENAGE A VIS SANS FIN

Soient :

R le rayon moyen,
n le nombre de tours par minute,
z le nombre de filets,
p le pas,
} de la vis,

R_1 le rayon primitif,
n_1 le nombre de tours par minute,
z_1 le nombre de dents,
t le pas (calculé d'après page 427),
} de la roue droite,

α l'angle d'inclinaison des filets de la vis (dans le cas où les axes de la vis et de la roue ont des directions perpendiculaires l'une à l'autre, cet angle α est précisément l'angle des dents de la roue droite avec les génératrices du manteau cylindrique de cette roue),

μ le coefficient de frottement (v. p. 133).

Si le mouvement part de la vis, le *rapport des vitesses* :

$$\psi = \frac{R}{R_1} = \frac{n_1}{n} = \frac{z}{z_1}.$$

De plus :

$$p = zt; \qquad \operatorname{tg}\alpha = \frac{p}{2\pi R} \backsim 0{,}16\,\frac{zt}{R}.$$

Le plus souvent $z = 1$ (vis à un seul filet), alors :

$$\psi = \frac{1}{z_1}; \qquad p = t; \qquad \operatorname{tg}\alpha = 0{,}16\,\frac{t}{R}.$$

Dans ce cas, si on suppose $\mu = 0{,}16$, la force réellement dépensée Q pour faire tourner la vis et la force P, appliquée au même bras de levier, et qui serait suffisante s'il n'y avait pas frottement du filet,

sur les dents de la roue, ces deux forces, disons-nous, sont entre elles dans le rapport approximatif :

$$\frac{Q}{P} = 1 + \frac{R}{t}.$$

On a le tableau suivant :

$R =$	$Q =$	$\operatorname{tg} \alpha =$	$\alpha =$	
$3{,}0t$	$4\ P$	0,053	3° 5′	D'après Morin.
$2{,}0t$	$3\ P$	0,08	4° 40′	D'après Redtenbacher.
$1{,}6t$	$2{,}6P$	0,1	5° 40′	
$1{,}5t$	$2{,}5P$	0,106	6° 00′	D'après Reuleaux.
$1{,}0t$	$2{,}0P$	0,16	9° 10′	

Par conséquent, pour le cas où $R = t$, la perte due au frottement du filet sur les dents comporte encore 50 %, bien que ce soit le cas le plus favorable quant au rendement : ce cas est en même temps la limite qu'il est impossible de dépasser lorsque le mouvement doit être transmis de la roue à la vis car alors $tg\ \alpha = 0{,}16 = \mu = tg\ \rho$ ou ρ est l'angle de frottement (p. 133).

Si l'on fait une coupe longitudinale de la vis perpendiculairement à l'axe de la roue, la denture de la roue et de la vis se présente exactement comme celle d'un pignon et d'une crémaillère ; il est à recommander d'employer le tracé à développante de cercle ; puisque dans ce cas les profils des filets sont rectilignes il faut alors avoir soin de faire $z_1 > 28$ si l'on ne veut pas avoir un arc-boutement de la dent sur le filet.

H. ROUES A ROCHET

Soient :

P la force circonférentielle, en kg,

k la tension admissible de la matière dont la roue est faite, en kg par mm^2 ; alors on a (fig. 265) si l'on prend les dimensions en mm :

$$P = bsk.$$

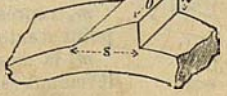
Si l'on prend $b = \frac{1}{2}s$ et pour le cas de la fonte $k = 1\ kg$, on a :

$$s = 1{,}4\sqrt{P};$$

lorsque les dents sont en fer forgé $k = 2{,}5\ kg$ par mm^2, alors :

$$s = 0{,}89\sqrt{P}$$

Fig. 265



Le nombre de dents de la roue se prend entre 24 et 30.

$$h = \tfrac{1}{2} \text{ à } \tfrac{1}{3}\, s,$$

$$b = s \text{ à } \tfrac{1}{2} s.$$

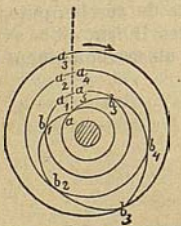
V. ROUES EXCENTRIQUES ET CAMES

1. Les lois de mouvement de l'axe et de la tige (ligne pointillée fig. 266) étant connues, on détermine la forme de la roue excentrique de la manière suivante :

On divise le temps employé par l'excentrique pour faire une révolution en n (par exemple 6) parties ; on détermine les positions a, a_1 a_2... etc, du point d'appui de la tige (ou du levier), qui correspondent à la fin de chacun de ces temps partiels, et l'on fait passer par tous ces points (a) des cercles ayant pour centre commun celui de l'axe de l'excentrique.

On porte ensuite en sens contraire du mouvement de rotation et à partir de a_1, a_2, a_3, etc, les chemins $a_1\, b_1$, $a_2\, b_2$, $a_3\, b_3$... etc, parcourus par les points des cercles a_1, a_2, a_3... etc, pendant les temps que doit mettre la tige à parcourir respectivement $a\, a_1$, $a_1\, a_2$, $a_2\, a_3$... etc. b_1, b_2, b_3, etc., sont des points de la courbe cherchée.

Fig. 266.



2. *Arbres à cames.*

Soient :

n le nombre de tours de l'arbre par minute,

u le nombre de coups du pilon par tour de l'arbre,

R le rayon du cercle primitif de l'arbre en m,

h la course ou levée du pilon en m,

il faut prendre au moins :

$$R = \frac{17{,}8hu}{112 - un\sqrt{h}} \text{ en } m.$$

La perte en travail occasionnée par le choc de chaque came lorsqu'elle entre en action est :

Fig. 267.



$$L = \tfrac{1}{2} \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \left(\frac{2\pi Rn}{60}\right)^2.$$

(La formule suppose un choc non élastique.)

m_1 représente la masse de l'arbre à cames réduite au point d'action,

m_2 la masse du pilon ou la masse du marteau à soulèvement réduite également au point d'action.

La *forme de chaque came* est à déterminer d'après les lois de mouvement, comme nous l'avons fait pour l'excentrique.

Si le mouvement doit être uniforme, la courbe de la came n'est autre que la développante du cercle primitif.

Dans ce cas, la tangente au point de contact du profil de la came est perpendiculaire à la direction de la levée, et le pilon ne supporte d'autre poussée latérale que celle occasionnée par le frottement de la tige sur la came.

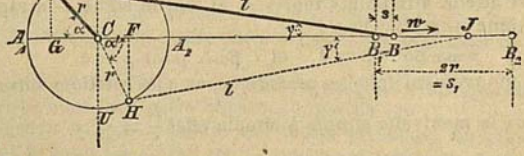
VI. PIÈCES POUR LA TRANSFORMATION DES MOUVEMENTS

A. MANIVELLES

a. Loi de mouvement des manivelles *).

Soient (fig. 268) :
v la vitesse du point A,
c la vitesse moyenne de ce point,
w la vitesse du point B suivant la direction CB ou BC,
$r = CA$ le rayon de la manivelle,
$l = AB$ la longueur de la bielle,
$r : l = \lambda \leqq \frac{1}{5}$,

Fig. 268.



$s = B_1 B$ le chemin rectiligne parcouru par B pendant que le point A parcourt l'arc $A_1 A$ correspondant à l'angle de rotation α, angles α et β, voir fig. 268,
t le temps,
R la pression ou force suivant la tangente à la circonférence décrite par le bouton de la manivelle ou maneton,

*) D'après Proell.

S la pression agissant dans la direction de la tige du piston,

s_1 le chemin total parcouru par la force S pour un tour de la manivelle.

R et S sont considérées ou bien comme des constantes ou bien comme les moyennes des différentes valeurs que prennent ces pressions pendant une révolution.

1. On a :

$$s = r(1 - \cos\alpha) \mp l(1 - \cos\gamma)$$

et comme

$$r \sin\alpha = l \sin\gamma :$$

$$s = r(1 - \cos\alpha \mp \tfrac{1}{2}\lambda \sin^2\alpha).$$

Dans cette formule le signe — a rapport à l'aller (A_1OA_2) et le signe + au retour (A_2UA_1).

Pour $\alpha = 90°$, $s = r(1 - \frac{1}{2}\lambda)$; pour $\cos\alpha = -\frac{1}{2}\lambda$, on a exactement $s = r$.

Approximativement on a : $s = r(1 - \cos\alpha) = A_1 G$.

2. Le *rapport des vitesses* est approximativement :

$$\beta = \frac{w}{v} = \sin\alpha(1 - \lambda\cos\alpha).$$

β est exactement $= 1$ pour $\alpha = 90°$, et on a approximativement $\beta = 1 + \frac{3}{8}\lambda^2$ pour $s = r$.

$\beta_{max} = 1 + \frac{1}{2}\lambda^2$ correspond à $\cos\alpha = -\lambda + 2\lambda^3$.

Aux points morts A_1 et A_2, $\beta = 0$.

3. Pour l'*accélération* de B, on a :

$$p = \frac{dw}{dt} = (\cos\alpha - \lambda\cos 2\alpha)\frac{c^2}{r},$$

et

$$p_{max} = (1 \mp \lambda)\frac{c^2}{r};$$

p_{max} est atteint aux points morts A_1 et A_2 ; le signe — a rapport à A_1 et le signe + à A_2. On a :

$$p_{max} \text{ pour } \beta = 0 \quad \text{et} \quad \beta_{max} \text{ pour } p = 0.$$

4. Si le mouvement doit être *périodique*, on a les relations suivantes :

pour la manivelle simple à simple effet $\dfrac{R}{S} = \dfrac{1}{\pi}$, $s_1 = 2r$,

dans les manivelles à double effet, on a :

α) manivelle simple $\dfrac{R}{S} = \dfrac{2}{\pi}$, $s_1 = 4r$,

β) deux manivelles $\dfrac{R}{S} = \dfrac{4}{\pi}$, $s_1 = 8r$.

γ) trois manivelles $\dfrac{R}{S} = \dfrac{6}{\pi}$, $s_1 = 12r$.

Ces formules supposent que dans les manivelles multiples les forces S sont égales entre elles.

5. Si l'on tient compte des frottements, les relations établissant la périodicité se modifient comme suit :

Soient :

a le rayon du maneton de la manivelle,

b le rayon de l'axe traversant la tête du piston ou coulisseau et autour duquel oscille la bielle ;

μ le coefficient de frottement du maneton sur les coussinets (p. 133),

μ_1 le coefficient de frottement du coulisseau sur les directrices ou glissières (page 133).

Pour la manivelle simple à simple effet, on a :

$$\frac{R}{S} = \frac{1}{\pi}\left(1 - \frac{\frac{11}{7}a + \lambda b}{r}\mu - \frac{11}{14}\lambda\mu_1\right);$$

le facteur de correction reste le même dans le cas des manivelles à double effet.

Si le mouvement part de la manivelle, il faut changer les signes de μ et μ_1.

b. Manivelles à main.

Pour un manœuvre :

$l = 260$ à 330 *mm*,

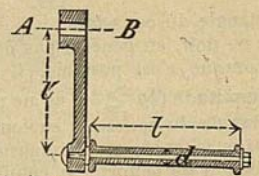
$l' = 300$ à 400 *mm*.

Pour deux manœuvres :

$l = 400$ à 480 *mm*,

$l' = 360$ à 450 *mm*.

Fig. 269.



Le diamètre de la poignée $d = 30$ à 45 *mm*,

Le diamètre de l'arbre de la manivelle $A\,B$ a de 30 à 45 *mm* (fig. 269) ; la hauteur de l'axe de cet arbre au-dessus du sol comporte de 1000 à 1100 *mm*.

Deux manivelles accouplées sont placées le plus avantageusement possible lorsqu'elles font entre elles un angle de 120°.

Un manœuvre exerce, pendant un temps prolongé, un effort de 10 à 12 *kg* et produit un travail de 8 *kgm* par seconde.

c. Calcul du maneton ou bouton de la manivelle.

1. Soient :

d le diamètre du maneton, en *mm*,

l sa longueur, en *mm*,

k la tension ou charge admissible de la matière dont se compose le maneton, en *kg* par mm^2.

$T = S\left(1 + \frac{\lambda^2}{2}\right)$ la valeur maxima de la force transmise par la bielle, en *kg*,

S (en *kg*) et λ (v. p. 437).

Si l'on suppose que la pression *T* est uniformément répartie sur le maneton, on a :

$$d = \sqrt{\frac{16\,T}{\pi k}\,\frac{l}{d}}.$$

On prend $\frac{l}{d} = 1{,}2$ à $1{,}5$ et pour le fer $k = 4$ à 6 *kg* par mm^2.

Si l'on prend $\frac{l}{d} = 1{,}25$ et $k = 4$ *kg*, on a :

$$d = 1{,}25\sqrt{T}.$$

2*) Le plus souvent, les dimensions des manetons doivent être déterminées, non pas au point de vue de la résistance, mais au point de vue du lubréfiage, c'est-à-dire que pour fixer ces dimensions, on considère la pression spécifique sur les coussinets ou bien encore le travail de frottement par unité de surface.

Posons $c = \frac{T}{ld} = \frac{\pi}{16}\,\frac{k}{\left(\frac{l}{d}\right)^2}$ = pression par unité de surface sur le rectangle du coussinet.

c ne doit, en général pas dépasser, 0,5 *kg* par mm^2.

Lorsque c'est possible, il est bon, dans les bielles à fort angle d'amplitude ($kg \geqq \frac{1}{7}$), de ne pas dépasser la pression de 0,2 *kg* sur le rectangle du coussinet surtout dans les machines à grande vitesse.

Dans le choix des dimensions, il faut aussi tenir compte de la direction de l'effort ; si celui-ci agit tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, les charges spécifiques sur le rectangle du coussinet peuvent être augmentées.

Pour déterminer les dimensions des manetons, on peut se servir jusqu'à un certain point de l'inégalité que nous avons établie pour les essieux (p. 400).

3. Si, dans une machine à vapeur, *p* représente la pression effective maxima, en *kg* par mm^2 sur le piston **) (1 atmosph. = environ 0,01 *kg* par mm^2) et si *D* désigne le diamètre du piston, on a :

$$\frac{d}{D} = 0{,}2\sqrt{\frac{p}{k}\cdot\frac{l}{d}}$$

(*k* en *kg* par mm^2).

*) Le traducteur.

**) p = pression absolue dans la chaudière moins pression derrière le piston.

Pour $\frac{l}{a} = 1{,}4$ et $k = 7$ (machines à détente) on a :

$$\frac{d}{D} = 0{,}09\sqrt{p}.$$

Cette formule suppose $c = 0{,}7$ *kg* mais il est à remarquer que cette pression, au-dessus de la limite, n'existe qu'un instant. Cette formule suppose une exécution soignée et des matériaux de premier choix.

4. Par suite de l'*accélération* que possède le bouton de la manivelle (v. p. 437) et qui atteint son maximum aux points morts, il s'exerce sur ce bouton une pression

$$A = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r},$$

c'est-à-dire égale à la force centrifuge des masses à mouvement alternatif supposées concentrées à l'extrémité du rayon de la manivelle. Lorsque la vitesse tangentielle du bouton de la manivelle est très grande, il faut tenir compte de cette pression *A*.

Dans cette formule, v, r et g ($= 9{,}81$) doivent être exprimés en *m*. — *G* représente le poids de la bielle et des pièces à mouvement alternatif fixées à cette bielle.

B. BIELLES MOTRICES

Dans les manivelles à double effet, la bielle est aussi bien soumise à un effort de *compression* qu'à un effort de *traction* ; dans celles à simple effet, la bielle n'a à supporter *qu'un seul* de ces deux efforts. Dans ce dernier cas, on cherche, lorsque c'est possible, une disposition où la bielle agisse en traction.

Dans les tableaux suivants : *L* représente la longueur de la bielle en *m*.

P la force de compression, en *kg*, à laquelle la bielle doit résister,
d le diamètre d'une bielle circulaire, en *mm*,
a l'épaisseur d'une bielle à section carrée, en *mm*,
b le plus petit, } côté de la section d'une bielle rectangulaire,
h le plus grand, } en *mm*,

Dans les tableaux 2 et 3, il faut prendre pour *d* les valeurs données par le tableau 1.

Tableaux des dimensions à donner aux bielles motrices.

1. La section de la bielle est un carré ou un cercle :

Matière :	Fer	Fonte	Bois
$d^*) =$	$5{,}5\sqrt{PL^2}$	$6\sqrt[4]{PL^2}$	$11\sqrt[4]{PL^2}$
$a =$	$5\sqrt[4]{PL^2}$	$5{,}5\sqrt[4]{PL^2}$	$9\sqrt{PL^2}$

2. Section *rectangulaire* :

$$b = 0{,}87\, d \sqrt[4]{\frac{b}{h}}.$$

Pour $h : b =$	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
$b =$	0,87 d	0,82 d	0,78 d	0,73 d	0,69 d	0,66 d	0,63 d	0,61 d
$h =$	0,87 d	1,02 d	1,17 d	1,46 d	1,73 d	1,98 d	2,21 d	2,44 d

3. Section *cruciforme* : 

Pour $H : h =$	4	5	6	7	8
$h =$	0,304 d	0,260 d	0,228 d	0,201 d	0,183 d
$H =$	1,216 d	1,300 d	1,368 d	1,407 d	1,464 d

Les dimensions calculées au moyen de ces tableaux sont celles des extrémités de la bielle. Au milieu de la longueur de la bielle on augmente ces dimensions de $\frac{1}{7}$ à $\frac{1}{5}$ et on fait passer par les trois points ainsi obtenus une courbe parabolique.

Le diamètre des tourillons du coulisseau mesure environ les $\frac{3}{4}$ de celui du maneton.

*) Les différentes formules, donnant les dimensions des bielles sont établies d'après la formule générale ayant rapport aux pièces chargées de bout (Fig. 113.)

C. TIGES DE PISTONS

Soient :
d le diamètre de la tige du piston (en fer ou en acier fondu),
D le diamètre du piston,
L la course du piston,
p la pression effective, en kg par cm^2 *).

D'après la formule correspondant à la figure 113 et en prenant un coefficient de sécurité $n =$ environ $\frac{1}{20}$, on a :

$$\frac{d}{D} = 0{,}0573 \sqrt[4]{p} \sqrt{\frac{L}{D}}.$$

Le tableau ci-après donne les valeurs de $\frac{d}{D}$ pour différentes valeurs de $\frac{L}{D}$ et de p.

$\frac{L}{D}$	p en kg par cm^2.							
	2	3	4	5	6	7	8	9
1,5	0,083	0,093	0,099	0,105	0,110	0,114	0,118	0,121
2,0	0,096	0,107	0,115	0,121	0,127	0,132	0,136	0,140
2,5	0,108	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153	0,157

L'extrémité de la tige qui s'engage dans le piston est le plus souvent renflée et conique ; le renflement est de rigueur lorsque la fixation s'effectue par clavette.

D. BALANCIERS *)

Soient :
r le rayon de la manivelle,
L la longueur totale du balancier,
H sa hauteur en son milieu,
b l'épaisseur de la nervure principale,
d le diamètre du bouton de la manivelle,
On a :

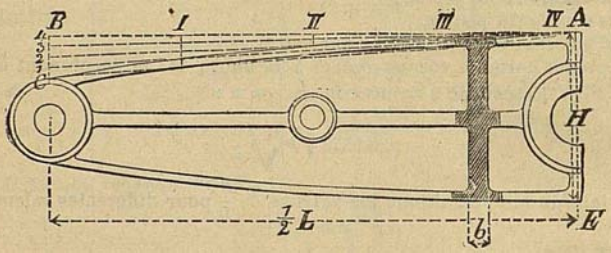
$$L = 6r,\ b = \tfrac{9}{4} r \left(\frac{d}{r}\right)^2,\ H = r.$$

Les tourillons de l'axe d'oscillation du balancier ont un diamètre $d_1 = 1{,}27d$; la distance entre les milieux de ces tourillons $= 1{,}4r$.

*) D'après Redtenbacher.

Le diamètre des tourillons à chaque extrémité du balancier : $d_2 = 0{,}7d$, et la distance entre les centres de ces tourillons $= 4{,}2d$, Le moyeu du balancier a une longueur (dans la direction de l'axe d'oscillation) $= 0{,}6\ r$.

Fig. 270.



2. *Construction des courbes limitant le balancier* (v. fig. 270). Lorsque, d'après les données qui précèdent, on a déterminé $H = AE$, L et le cercle passant par C, on mène par A la tangente AC à ce cercle, ensuite on tire CB parallèle à AE et AB perpendiculaire à AE. Ceci fait, on divise AB de même que CB en n parties égales, on joint chaque point de division de BC au point A et on élève des perpendiculaires à AB par chacun de ses n point de division. Les points d'intersection de ces perpendiculaires avec les droites passant par A et portant les mêmes chiffres donnent n points de la courbe cherchée.

E. MOUVEMENTS RECTILIGNES ENGENDRÉS PAR DES COMBINAISONS DE LEVIERS

Le point qui doit être animé d'un mouvement rectiligne ou autrement dit le point guidé est toujours, dans les figures suivantes, désigné par le signe ⇕.

a. Système articulé elliptique *).

Soient :
AB le levier principal,

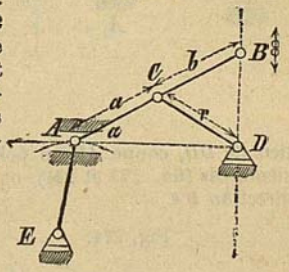
*) *Ellipsenlenker*. Ce système porte ce nom parce que chaque point du levier principal décrit, dans les limites du trajet que l'on utilise, sinon des arcs d'ellipse exacts, du moins des arcs se rapprochant de cette courbe. Nous conserverons cette désignation par opposition aux systèmes articulés à conchoïdes, à lemniscates, etc., dans lesquels certains points du système décrivent, dans des limites déterminées des arcs de conchoïde, de lemniscate, etc., ou bien des courbes de forme semblable.

α la moitié de l'angle d'oscillation de ce levier,
CD le contre-levier *),
C son point d'application et,
D son point fixe.

α. *Système articulé d'Evan.*

Fig. 271. Angle $ADB = 90°$, $a = b = r$. Si A est conduit sur AD, on obtient suivant DB un mouvement rectiligne exact et si A a pour trajectoire un cercle de rayon EA, le point B est animé d'un mouvement rectiligne approché. Plus on choisit AE grand et l'angle d'oscillation petit, plus le système articulé est exact c'est-à-dire plus la trajectoire du point conduit se rapproche de la ligne droite DB.

Fig. 271.



On prend :

$$\alpha \lessapprox 20°$$

et $$AE \gtrapprox BD.$$

β. *Système articulé à ellipses ou elliptique donnant des mouvements rectilignes approchés.*

D'après la position de C par rapport à A et à B, on distingue trois cas.

Premier cas : Le point C est situé entre A et B (fig 272).

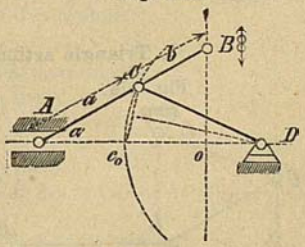
Deuxième cas : Le point C est situé au delà de B (fig. 273).

Troisième cas : Le point C est situé en deçà de A (fig. 274).

Dans les trois cas, on peut remplacer la trajectoire rectiligne du point A par un arc de cercle.

C'est dans le troisième cas que le mouvement du point B s'écarte le plus du mouvement rectiligne.

Fig. 272.



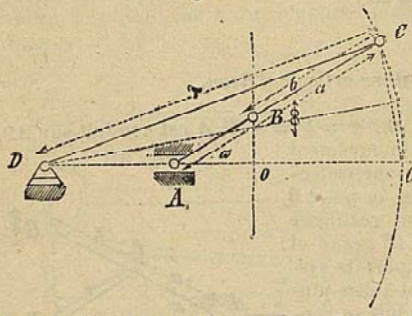
Les constructions relatives à la *recherche du contre-levier* sont les *mêmes dans les trois cas.*

---

*) Nous appellerons du nom de contre-levier, tout levier dont une extrémité constitue le centre d'oscillation d'un second levier.

1. *Soit donné C, chercher D.* (Fig. 272, 273 et 274.) On dessine le levier principal dans sa position extrême, on fait $OC_0 = BC = b$ et au milieu de C_0C on élève une perpendiculaire qui coupe la position moyenne C_0O du levier principal AB au point cherché D.

Fig. 273.



2. *Soit donné D, chercher C* (fig. 275). Dans la position extrême du levier principal, on prolonge AB d'une quantité $BD_1 = OD$; la perpendiculaire élevée sur le milieu de DD_1 coupe AB au point cherché C. Dans le second et troisième cas (fig. 273 et 274), ou porte $BD_1 = OD$ à partir de B dans la direction BA.

Fig. 274.

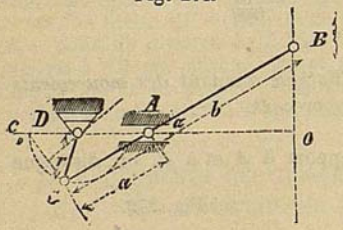
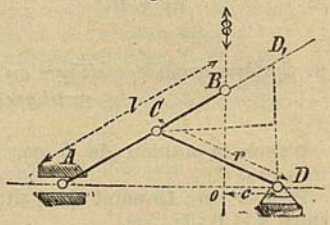
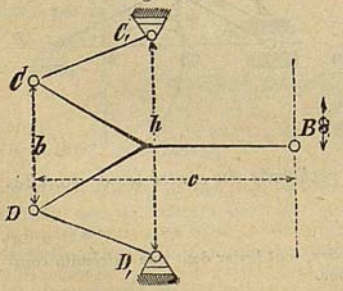


Fig. 275.



b. **Triangle articulé de Robert (fig. 276).**

Fig. 276.



On fait :

$$CC_1 = DD_1 = r;$$

$$\frac{r}{h} = 0{,}584;$$

$$\frac{b}{h} = 0{,}593;$$

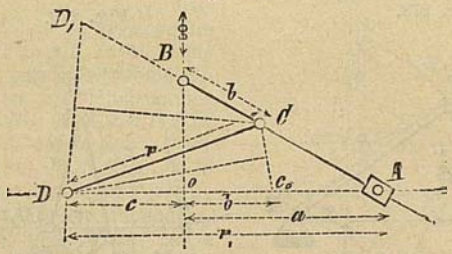
$$\frac{c}{h} = 1{,}112.$$

Ce système articulé donne un mouvement rectiligne très précis.

c. Système articulé à conchoïdes. *)

Soient (fig. 277):
AB le levier principal,
CD le contre-levier,
C le point d'application et
D le point fixe de ce contre-levier.
On distingue, comme dans le système articulé elliptique, trois cas suivant la position de *C* par rapport à *A* et à *B*.
Premier cas: Le point *C* est entre *A* et *B*.
Deuxième cas: Le point *C* est situé au delà de *B*.
Troisième cas: Le point *C* est situé au delà de *A*.

Fig. 277.



Dans ce système, on obtient les points d'attache du contre-levier par la même construction que dans les systèmes articulés elliptiques.
Si l'on prend $r = r_1$, le système correspondant au second cas donne de très bons résultats; mais dans ce cas la partie utilisable de la trajectoire du point *B* n'est pas très grande.

d. Système articulé à lemniscates.
(Fig. 278 et 279.)

Dans ce qui suit:
a et a_1 représentent la longueur des leviers,
d et d_1 les segments, correspondants de la barre, déterminés par le point conduit.
s la course du point conduit $= 2a \sin \varphi = 2a_1 \sin \varphi_1$,
φ et φ_1 la moitié des angles d'oscillation des leviers,
c la distance verticale comprise entre les deux points fixes du système.
e et e_1 les flèches maxima des arcs décrits par les extrémités des

*) Voir note du commencement de ce chapitre.

leviers ; elles sont respectivement égales à $a\ (1 - \cos\varphi)$ et à $a_1\ (1 - \cos\varphi_1)$.

1. *Soient donnés le levier a, son point fixe M, les segments d et d_1 de la barre CD et le point B de cette barre qui doit être animé d'un mouvement rectiligne ; il faut trouver la longueur du levier a_1 et le point fixe M_1 de ce levier.* On dessine le levier a dans sa position extrême MC, on place le point B sur la ligne xy coupant en deux la flèche de l'arc de cercle décrit par le point C et on marque l'autre extrémité D de la barre CD ; on cherche ensuite la position D_1 de cette extrémité pour la position moyenne du levier a et on joint D à D_1. L'intersection de la perpendiculaire élevée au milieu de DD_1 avec la parallèle à C_1M passant par D_1 donne en même temps que le point fixe M_1, la longueur cherchée a_1 du levier M_1D.

Fig. 278.

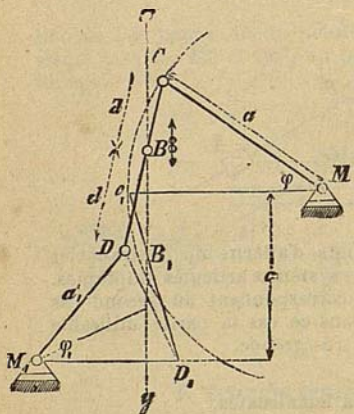
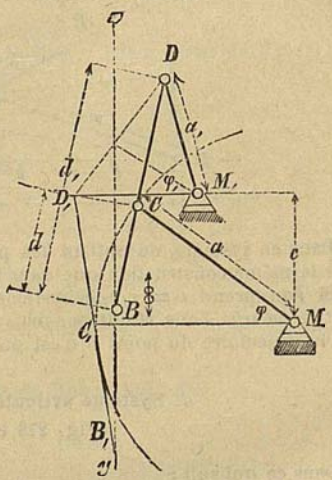


Fig. 279.



2. *Soient donnés les deux leviers a et a_1, la distance c de ces deux leviers dans leur position moyenne et la course du point conduit B ; trouver la position de ce point B ainsi que les points fixes M et M_1.* On place a et a_1 perpendiculairement à la droite xy (trajectoire de B), de telle manière que l'une des extrémités de chacun de ces leviers dépasse cette droite du côté opposé à celui où doit se trouver les points fixes M, M_1 de la moitié des flèches respectives e et e_1 ; dans ces positions les autres extrémités des leviers (a, a_1) donnent les point fixes M et M_1.

Dans la position extrême DC coupe la direction xy au point (B) à trajectoire rectiligne.

On obtient toujours un bon guidage lorsqu'on fait :

$$a = a_1 \overline{\overline{>}} \frac{3}{2} s,$$

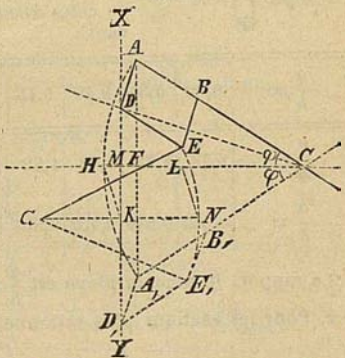
$$\varphi \overline{\overline{<}} 20°,$$

$$d = d_1 \overline{\overline{>}} \frac{2}{7} s.$$

e. Parallélogramme de Watt (fig. 280).

Construction : ACA_1 = angle d'oscillation ; AA_1 = corde égale à la course donnée s ; $HM = MF$; $XY \parallel AA_1$ passant par M ; $AD = HK = A_1D_1$ = barre articulée de longueur quelconque et $AB = HL = A_1B_1$ = longueur donnée du parallélogramme. On complète les parallélogrammes $ABED$, $HLNK$ et $A_1B_1E_1D_1$. Le centre G du cercle passant par les trois points E, N et E_1 est le point fixe autour duquel oscille le deuxième levier ou contre-guide ; $GE = GN = GE_1$ est la longueur de ce levier ; chaque point de DC a pour trajectoire une ligne droite.

Fig. 280.



Si on prend, comme on le fait ordinairement, $AB = CB$, le point K est le centre du second levier qui a alors pour longueur $KE = AB = CB$.

VII. CROCHETS, CORDES ET CABLES, CHAINES

A. CROCHETS

Soient (fig. 281) :

P la charge à enlever ou l'effort à vaincre, en kg,

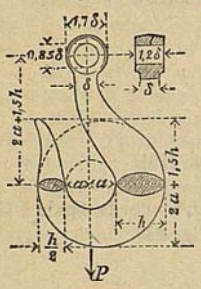
$2a$ le diamètre intérieur du crochet, en mm,

δ l'épaisseur du crochet près du point de suspension de ce crochet, en mm,

h la plus grande dimension transversale du crochet, en mm,

d le diamètre de la tige de la chaîne ou bien aussi le diamètre du câble en *mm*.

Fig. 281.



On prend :

$$\delta = 0{,}67\sqrt{P},$$

(Cette formule correspond à une charge de la matière d'environ 2,8 *kg* par mm^2).

En supposant une charge maxima de 10 *kg* par mm^2, on a les formules et dimensions suivantes :

1. Fig. 282 et 283 :

$$\frac{h}{\delta} = 1{,}86\sqrt{0{,}625 + \frac{a}{h}},$$

de cette formule a été calculé le tableau suivant :

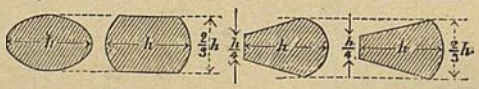
$\frac{a}{h} =$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$\frac{h}{\delta} =$	1,78	1,83	1,88	1,92	1,97	2,01	2,05	2,10	2,14	2,17
$\frac{a}{\delta} =$	0,534	0,640	0,752	0,864	0,985	1,105	1,230	1,365	1,498	1,627

Le rapport le plus employé est $\frac{a}{h} = 0{,}5$,

2. Pour les sections plus rationnelles fig. 284 et 285, on a :

$$\frac{h}{\delta} = 1{,}74\sqrt{0{,}625 + \frac{a}{h}};$$

Fig. 282. Fig. 283. Fig. 284. Fig. 285.



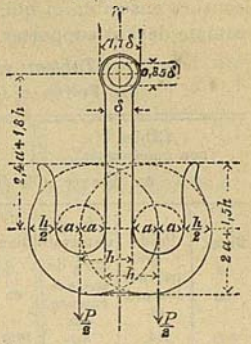
de là, le tableau suivant :

$\frac{a}{h} =$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$\frac{h}{\delta} =$	1,65	1,70	1,74	1,78	1,82	1,86	1,90	1,94	1,98	2,02
$\frac{a}{\delta} =$	0,495	0,595	0,696	0,801	0,910	1,023	1,140	1,277	1,386	1,515

Dans les crochets pour chaînes, $a = d$ à $1{,}5d$; dans les crochets pour câbles, $a = 0{,}75d$ à d.

Dans le *crochet double* (en tête de bélier), on rapporte a et h à une unité de comparaison ou module $= 0{,}7\delta$ et on le construit d'après la figure 286.

Fig. 286.



B. CABLES ET CORDES *)

Soient :

P la charge supportée par le câble, en kg,

G le poids du câble par m courant,

d le diamètre du cercle circonscrivant les torons, en mm,

δ le diamètre des fils dans les câbles métalliques, en mm,

m le nombre des fils du câble et R le rayon des poulies et tambours.

a. Câbles en chanvre.

On a : $d = a\sqrt{P}$; $P = bd^2$; $G = cd^2$.

Les coefficients a, b, c sont donnés par le tableau suivant :

Coefficient.	Câbles mobiles,		Câbles fixes,	
	secs et non goudronnés.	mouillés ou goudronnés.	secs et non goudronnés.	mouillés ou goudronnés.
a	1,04	1,22	0,78	0,89
b	0,918	0,689	1,658	1,269
c	0,00065	0,00078	0,001	0,00113

Les câbles ou cordages les plus employés sont ceux à section circulaire composés de 3 torons ; si δ représente l'épaisseur d'un toron, on a : $d = 2,15\delta$.

Dans le cas de matière sûre, la charge de rupture correspond à $8 - 9$ kg par mm^2 de la section pour les câbles mobiles (peu serrés ou lâchés) et à $12 - 13$ kg par mm^2 de la section pour les câbles fixes (fortement serrés). On doit avoir au moins :

$R = 3$ à $4d$ pour les câbles lâches,

$R = 6$ à $8d$ pour les câbles serrés,

$R = 25d$ pour les câbles remorqueurs ou d'extraction des galeries de roulage (lorsqu'ils travaillent très fréquemment).

*) Pour le frottement et la raideur des cordes v. p. 140.

Les câbles plats en chanvre sont formés de 4 à 6 cordes rondes cousues ensemble et qui, lors d'une bonne exécution, sont calculées comme devant supporter respectivement du $\frac{1}{4}$ au $\frac{1}{6}$ de la charge P.

Tableau relatif aux câbles en chanvre
(de Felten et Guillaume à Cologne sur le Rhin).

Câbles (non goudronnés) en chanvre teillé du Rhin.			Câbles (goudronnés)			Câbles plats en chanvre teillé du Rhin et en aloës.			
Diam. d en *mm.*	Poids G par m. courant en *kg.*	Charge de travail $= \frac{1}{8}$ de charge de rupture en *kg.*	Diam. d en *mm.*	Poids G par m courant en *kg.*	Charge de travail $= \frac{1}{6}$ de charge de rupture en *kg.*	Largeur en *mm*	Épaisseur en *mm.*	Poids G par m courant en *kg.*	Charge de rupture en *kg.*
16	0,21	200	46	1,65	2250	92	23	2,35	13500
20	0,32	300	52	2,13	3000	105	26	3,04	18000
23	0,37	400	59	2,67	3600	118	26	3,36	20000
26	0,53	500	65	3,70	4500	130	29	4,26	25000
29	0,64	750	72	4,00	5000	130	33	4,80	28000
33	0,80	900	78	4,80	6200	144	33	5,28	31000
36	0,96	1000	85	5,60	7500	157	33	5,60	34000
39	1,06	1250	92	6,40	8700	157	36	6,24	37000
46	1,55	1500	98	7,46	10000	183	36	7,20	43000
52	2,03	2000	105	8,53	12500	183	39	7,84	47000
—	—	—	—	—	—	200	44	9,25	57000
—	—	—	—	—	—	250	46	12,10	76000
—	—	—	—	—	—	310	47	15,00	93000

b. Câbles métalliques *).

Pour une tension de 9 *kg* par mm^2, on a, d'après Reuleaux, pour les câbles ronds et plats :

$$\delta = \frac{3}{8}\sqrt{\frac{P}{m}}; \qquad P = 7{,}11\,\delta^2 m.$$

Les câbles les plus en usage sont les câbles ronds composés de 6 torons à 6 fils ($m = 36$) et les câbles plats à 144 fils (6 torons à 24 fils).

Pour les câbles à 36 fils, on a :

$$\delta = \frac{1}{16}\sqrt{P}, \qquad P = 256\,\delta^2.$$

*) V. câbles de transmission, p. 416.

Pour les câbles à 144 fils, on a :

$$\delta = \tfrac{1}{3\frac{1}{2}}\sqrt{P}, \qquad P = 1024\,\delta^2.$$

Si chaque toron a une âme en chanvre et si les torons sont disposés autour d'une âme centrale, également en chanvre, on a pour le câble ordinaire à 6 torons lorsque

$m =$	36	48	54	60	66	72
$d : \delta =$	8,00	10,25	11,33	12,80	13,25	14,20.

D'après une publication de l'intendance des mines de Dormund *), on doit prendre pour les câbles en acier fondu :

$$m = \frac{F}{\delta^2\,(\alpha + L\,.\,0{,}0075)},$$

où

δ représente l'épaisseur des fils en *mm*,

F la charge brute d'extraction en *kg*,

L la longueur du câble, en *m*, mesurée depuis la molette jusqu'à la recette d'accrochage (ou couronne de chargeage),

$\alpha = 15$ dans le cas où les hommes sont employés comme moteurs (coefficient de sécurité $= 6$).

La plus grande économie est atteinte lorsque les câbles possèdent, étant neufs, un coefficient de sécurité $= 10$. Ceci est vrai aussi bien dans les câbles en fils d'acier que dans ceux en fils de fer; alors pour l'acier fondu $\alpha = 10$, pour le fil de fer $\alpha = 5$.

Le *poids d'un câble* par mètre courant est :

$$G = 0{,}0075\,m\delta^2.$$

Dans les *câbles métalliques d'extraction* on prend $F + LG = \frac{1}{10}B$, dans les autres câbles métalliques, $F + LG = (\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{5})\,B$ où B représente la charge de rupture.

La longueur du câble correspondant à la charge limite admissible est, pour les câbles en chanvre et pour les câbles en fer, de 1000 *m* et la charge de rupture dans les deux cas correspond à une longueur de 5000 à 6000 *m*. Pour les câbles entièrement immergés dans l'eau, la longueur limite et la longueur de rupture atteignent dans les câbles en chanvre le double (et au delà) et dans les câbles métalliques les $\frac{10}{9}$ des nombres précédemment indiqués.

Pour le calibrage ou jaugeage des fils, voir l'appendice.

*) Zeitschrift d. Vereins Deutsch. Ing., volume XVII, 1873, page 353.

TABLEAU relatif aux câbles métalliques

(de Felten et Guillaume à Cologne sur le Rhin).

Câbles d'extraction ronds.

Diamètre d en	Poids G du mètre courant	Charge de rupture	
		Fils de fer	Fils d'acier fondu
mm	*kg*	*kg*	*kg*
7	0,15	850	1800
9	0,22	1250	2700
10	0,26	1450	3200
11	0,31	1700	3700
12	0,40	2200	4900
13	0,46	2600	5700
14	0,52	3100	6700
15	0,70	4000	8700
16	0,80	4400	9600
17	0,86	4700	10100
18	1,00	5400	11800
19	1,10	6200	13600
21	1,30	7200	15800
23	1,60	8800	19100
25	1,85	9700	21100
27	2,30	13400	29300
30	2,85	16600	36200
33	3,45	20000	44000
35	4,40	24600	54000
37	4,45	26000	56500
41	5,55	31500	63500
44	6,05	34000	74000
47	6,85	40000	87000
51	8,25	48000	105000
54	9,30	52000	114000
59	11,15	63000	137000
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—
—	—	—	—

Câbles d'extraction plats.

Largeur	Épaisseur	Poids G du mètre courant	Charge de rupture	
			Fils de fer	Fils d'acier
mm	*mm*	*kg*	*kg*	*kg*
34	8	0,80	4200	9200
38	9	0,95	5000	11000
45	8	1,05	5600	12300
51	10	1,25	6700	14700
60	11	1,80	9900	21700
68	13	2,20	11900	26100
80	15	2,95	16300	35500
85	16	3,45	19000	41400
90	17	3,85	21100	46300
97	18	4,50	24600	54000
102	19	5,10	26900	58500
109	20	5,70	31300	68300
124	22	6,80	35800	78000
142	22	7,50	41500	90500
151	24	9,00	48400	105500
173	26	10,50	55300	120600
187	27	12,10	62300	135700
208	29	13,80	69200	150800

Câbles ordinaires.

Diamètre d en	Fils de fer		Fils d'acier fondu	
	Poids G du mètre courant	Charge de rupture en	Poids G par	Charge de rupture en
mm	*kg*	*kg*	*m. crt.* *kg*	*kg*
26	2,0	8000	2,0	24000
30	2,4	10000	2,4	29000
35	3,0	12000	3,0	36000
40	4,0	15000	4,0	45000
45	5,2	21000	4,8	54000
50	7,4	30000	6,2	68000
57	8,8	37000	7,5	81000
65	11,0	43000	9,0	95000
70	13,7	58000	11,1	111000
80	17,0	67000	13,2	130000

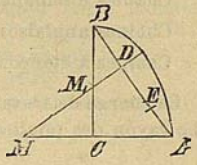
Pour la grandeur du rayon R des tambours d'enroulement, v. p. 418.

C. CHAINES. *)

1. *Construction des maillons d'après Grashof.* (Fig. 287.)

Soient BC et AC les deux demi-axes de la ligne moyenne du maillon ; on tire AB, on fait $AE = BC - AC$, ensuite $BD = DE$ et $DM \perp AB$. Les points M et M_1 sont les centres des arcs de cercle de la ligne moyenne cherchée.

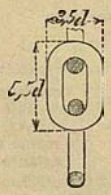
Fig. 287.



2. *Formes des chaînes.*

(d = épaisseur de la tige).

Fig. 288.



1. Ch. à larges maillons (chaînes (allemandes).

Fig. 289.



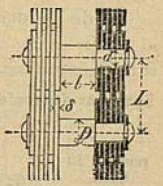
2. Ch. à maillons étroits (chaînes anglaises).

Fig. 290.



3. Ch. à étançons (câbles-chaînes).

Fig. 291.



4. Ch. à articulations de Galle.

Les chaînes à crochets ou chaînes de Vaucanson sont à chaînons simplement recourbés sans être soudés ; on ne peut les employer, par suite de leur forme, que pour transmettre de faibles efforts. Les chaînes à étançons avec étançons transversaux en fonte sont excellentes comme chaînes d'ancre.

3. *Calcul des chaines.*

Soient :

d l'épaisseur de la tige des maillons, en mm,

P la charge d'épreuve, en kg,

G le poids de 100 m courants de la chaîne en kg,

k la tension, dans les chaînons en kg par mm^2, correspondant à la charge P.

---

*) Pour frottement et raideur des chaînes, voir page 140.

On a pour :

	$d =$	$P =$	$G =$	$k =$
Chaînes allemandes	$0{,}211\sqrt{P}$	$22{,}0\,d^2$	$1{,}90\,d^2$	14
Chaînes anglaises	$0{,}211\sqrt{P}$	$22{,}0\,d^2$	$2{,}26\,d^2$	14
Chaînes à étançons	$0{,}194\sqrt{P}$	$26{,}7\,d^2$	$2{,}35\,d^2$	17

La charge de travail de la chaîne se prend égale à $\frac{1}{2}P$ et au-dessous. Le rayon des poulies et tambours d'enroulement se prend égal à

$$R = 10 \text{ à } 12d.$$

(Ce rayon comprend la demi-épaisseur du maillon).

Tableau des chaînes pour mines, navires et grues (chaînes anglaises), de la maison H. Schlieper fils, à Grüne, près Iserlohn (Westphalie).

Épaisseur des chaînons en pouces du Rhin.	mm.	Poids de 100 mètres courants en kg.	Résistance garantie kg.	Résistance d'épreuve kg.	Traction extrême kg.	Circonférence d'un câble en chanvre de même résistance mm.
$\frac{3}{16}$	6,5	80	500	1000	2000	—
$\frac{4}{16}$	7	108	750	1500	3000	—
$\frac{5}{16}$	9	160	925	1850	3700	59
$\frac{6}{16}$	10	223	975	1950	3900	85
$\frac{7}{16}$	11	320	1250	2500	5000	105
$\frac{8}{16}$	13	413	1950	3900	7800	124
$\frac{9}{16}$	15	540	2250	4500	9000	144
$\frac{10}{16}$	16	640	2925	5850	11700	163
$\frac{11}{16}$	18	763	3500	7000	14000	183
$\frac{12}{16}$	20	913	4375	8750	17500	203
$\frac{13}{16}$	21	1040	5175	10350	20700	222
$\frac{14}{16}$	23	1200	5725	11450	22900	242
$\frac{15}{16}$	25	1390	6575	13150	26300	262
1	26	1600	7375	14750	29500	281
$1\frac{1}{4}$	33	2400	11250	22500	45000	353
$1\frac{1}{2}$	40	3520	15000	30000	60000	418

4. *Chaînes Galle.* Soient (fig. 291) :

P la charge d'épreuve en *kg*,

δ l'épaisseur des lamelles en *mm*,

b la largeur des lamelles en *mm*,

d le diamètre des tourillons d'articulation en *mm*,

l la longueur intérieure des axes d'articulation entre lamelles, en *mm*,

D le diamètre de la partie centrale de ces axes, en *mm*,

m le nombre des lames ou lamelles (nombre pair),

L la distance entre deux axes consécutifs ou pas de la chaîne (ou encore longueur des maillons), en *mm*,

D'après Reuleaux *) :

$$d = 0{,}2\,\frac{m+2}{m+1}\sqrt{P}\,; \quad \delta = \frac{0{,}35}{m+1}\sqrt{P}\,; \quad \frac{d}{\delta} = 0{,}57\,(m+2).$$

De plus :

$$m = \tfrac{1}{3}\sqrt[3]{P}\,; \quad l = 6 + 1{,}67\,d\,; \quad L = 5 + 2{,}8\,d\,; \quad D = 1{,}2\,d.$$

Le pignon, ou roue engrenante, de rayon R, en *mm*, a un pas (suivant la corde) égal à L. Si z désigne le nombre de dents du pignon, on a :

$P =$	250-3000	4000-20000	Au-dessus de 20000
$Z =$	8	9	10
$R =$	$1{,}31\,L$	$1{,}47\,L$	$1{,}62\,L$

Les galets-guides isolés ont de 16 à 20 dents. La tension dans la chaîne se prend entre 8 et 16 *kg* par mm^2.

Pendant longtemps, ces chaînes n'ont été employées que pour transmissions de mouvement, mais depuis quelques années on les emploie avec beaucoup de succès comme chaînes de charge. Elles trouvent leur emploi dans les grues, ponts roulants et dans tous les autres appareils à treuils.

VIII. FREINS DE FRICTION

Les freins sont à appliquer aussi près que possible du point de départ de la force, à un endroit où la vitesse est la plus grande possible.

*) Ces formules ont été établies d'après les chaînes construites par M. Camille Neustadt, à Paris,

a. Formules générales.

Soient :

B la force tangentielle à engendrer à la circonférence de la roue de friction pour tenir en équilibre la charge tendant à redescendre,

m la masse de toutes les pièces en mouvement réduite à la circonférence de la roue de friction,

F la force de frottement circonférentielle qui doit transformer la vitesse périphérique V en une autre vitesse v et

s le chemin parcouru par la circonférence de la roue de friction pendant cette transformation. On a alors :

$$F = \frac{m(V^2 - v^2)}{2s} + B.$$

Pour la sécurité, il faut augmenter F de 10 0/0.

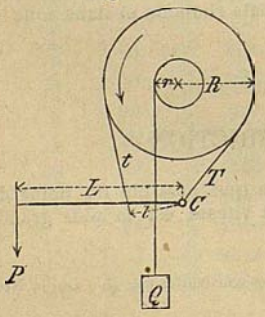
b. Freins à ruban métallique et à chaîne.

Soient (fig. 292) :

R le rayon de la roue de friction en mm,
r le rayon du tambour d'enroulement en mm,
Q la charge suspendue au tambour d'enroulement,
T la tension dans le brin tendu,
t la tension dans le brin mou,
P la force nécessaire à l'enrayage,
$S = b\delta$ la section du ruban, en mm^2,
} en kg,

$\tau = e^{2\pi\mu\varphi}$ la valeur donnée dans le tableau, p. 409,
k la tension admissible, en kg par mm^2 de la section du ruban,
L le bras de levier de P,
l le bras de levier de t,
l_1 le bras de levier de T,
} en mm.

Fig. 292.



1. *Calcul du ruban.*

Théoriquement, on a

$$T = \frac{\tau}{\tau - 1} Q \frac{r}{R} = Sk.$$

Pour que le ruban reste suffisamment flexible, on prend son épaisseur $\delta \leqq 5$ mm, et sa largeur $b \leqq 80$ mm.

Si le calcul donne des dimensions plus fortes, il faut diminuer la valeur du rapport $\frac{r}{R}$. Dans le cas d'un ruban en acier, on peut prendre $k = 6$ à 8 kg par mm^2.

2. Le frein est disposé de telle façon que la tension T soit équilibrée par la réaction du point fixe C du levier (fig. 292). Dans cette disposition, il faut toujours exercer sur le levier un effort dans la direction du mouvement. Dans ce cas on a :

$$P = t\frac{l}{L} = \frac{1}{\tau - 1} Q \frac{r}{R}\frac{l}{L}.$$

Si la roue tourne dans le sens contraire à celui indiqué par la flèche (fig. 292), l'effort d'enrayage est :

$$P_1 = T\frac{l}{L} = \frac{\tau}{\tau - 1} Q \frac{r}{R}\frac{l}{L}.$$

3. *Freins différentiels* (fig. 293 et 294). On a :

$$P = \frac{tl - Tl_1}{L} = \frac{l - \tau l_1}{\tau - 1} Q \frac{r}{R}\frac{1}{L}.$$

Si l'on fait $\frac{l}{l_1} = \tau$, on a $P = 0$; dans ce cas le frein agit automatiquement.

Fig. 293.

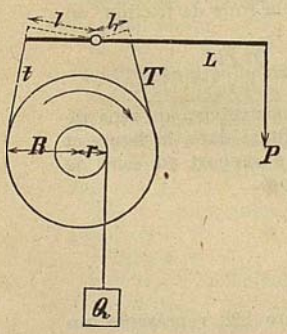
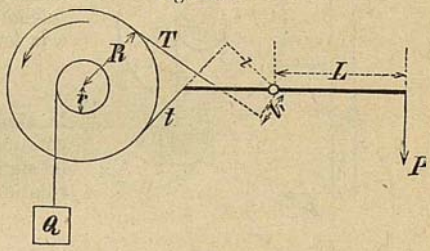


Fig. 294.



4. Si au lieu d'un ruban on prend une *chaîne* ayant n maillons en contact avec la roue de friction et comprenant un angle au centre $= \varphi$ et si μ représente le coefficient de frottement, il faut, dans les formules ci-dessus, remplacer φ par l'expression

$$\left(1 + 2\ \mu \sin\frac{\varphi}{2n}\right)^n$$

5. Pour freins moyens et petits, on prend $R = 200$ à 300 *mm*.

La roue de friction est construite suivant les mêmes dimensions qu'une roue dentée à force tangentielle.

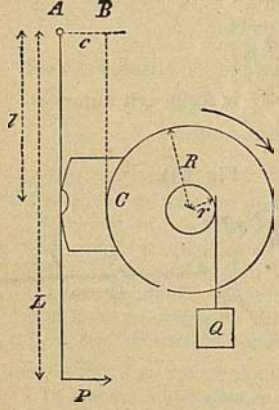
$$P = T - t = Q\frac{r}{R}$$

c. Freins à sabots ou à blocs.

α. *Freins à un seul sabot.*

Outre les notations précédentes, soient encore (fig. 295):
c la distance du levier rectiligne à la surface frottante de la roue de friction,
l la distance du sabot au point fixe de ce levier,
μ le coefficient de frottement (bois sur fer = 0,5), on a :

Fig. 295.



$$P = \frac{Qr}{LR}\left(\frac{l}{\mu} \mp c\right);$$

le signe — a rapport au sens de rotation indiqué dans la figure et le signe + au sens opposé.

Pour $l = \mu c$, $P = 0$; le frein est alors automatique.

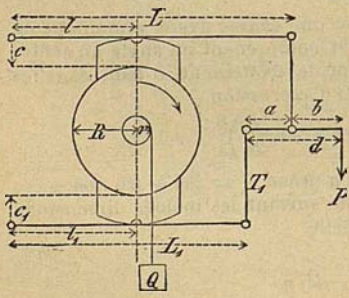
Si le point de rotation du levier se trouve entre la tangente BC et le centre de la roue de friction, on a la formule :

$$P = \frac{Qr}{LR}\left(\frac{l}{\mu} \pm c\right);$$

le signe + a rapport au sens de rotation indiqué dans la figure et le signe — a rapport au sens de rotation opposé.

β. *Freins à deux sabots.*

Fig. 296.



La figure 296 représente un frein dans lequel les pressions exercées par les sabots sur la roue de friction se font équilibre.

Les tensions sont :

$$T = \frac{Qr}{LR}\left(\frac{l}{\mu} \pm c\right)$$

et $$T_1 = \frac{Qr}{L_1 R}\left(\frac{l_1}{\mu} \mp c_1\right);$$

de plus, l'effort de traction P à exercer sur le levier est :

$$P = \tfrac{1}{2}\frac{Qr}{LR}\frac{a}{d}\left(\frac{l}{\mu} \pm c\right)$$

et la distance,

$$b = \frac{aL(l_1 \mp \mu c_1)}{L_1(l \pm \mu c) - L(l_1 \mp \mu c_1)};$$

le signe supérieur a rapport au sens de rotation indiqué dans la figure, et le signe inférieur a rapport au sens de rotation opposé.

Si les points fixes des leviers L sont situés entre le centre de la roue de friction et les tangentes représentées dans la figure, les mêmes formules sont applicables si on a soin de prendre le signe inférieur pour le sens de rotation indiqué, et le signe supérieur pour le sens de rotation contraire.

Si on fait $c = 0$ et $c_1 = 0$, on n'a pas à tenir compte du sens de la rotation.

d. Freins excentriques.

Soient dans la fig. 297 :

C le centre de l'arbre dont il faut pouvoir ralentir la vitesse,

A le point de rotation de l'excentrique de friction,

M le centre de cet excentrique,

r_1 son rayon,

G son poids propre, y compris celui du levier L,

l_1 la distance horizontale du centre de gravité commun de l'excentrique et du levier L au point de rotation A,

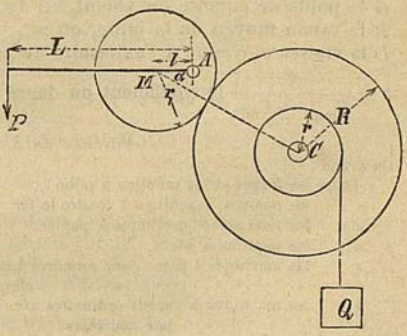
l la distance entre les points M et A,

α l'angle AMC,

$\mu = \operatorname{tg}\rho$ le coefficient de frottement.

Les autres lettres ont la même signification que dans le frein à ruban.

Fig. 297.



L'effort à exercer

$$P = \frac{Qr}{\mu R}\,\frac{l\sin\alpha - \mu(r_1 - l\cos\alpha)}{L} - \frac{Gl_1}{L}.$$

Pour que P ait une valeur réelle, finie, et positive on doit avoir :

$$\alpha > \rho.$$

Si $\alpha \lessgtr \rho$, l'excentrique agit comme cliquet.

e. **Freins coniques.**

Si dans les manchons d'embrayage par frottement (page 406) nous appelons :

M le moment de frottement qui doit être engendré par le cône, nous tombons sur les formules applicables aux freins qui nous occupent.

IX. PIÈCES RÉGULATRICES DES MACHINES

A. VOLANT

Soient :

N la puissance de la machine, en chevaux-vapeur,

n le nombre de tours de la manivelle, par minute,

r le rayon de la manivelle, en m } $\frac{r}{l} = \lambda$,

l la longueur de la bielle, en m }

G le poids de la jante du volant, en kg,

R le rayon moyen de la jante, en m,

C la vitesse moyenne à l'extrémité de ce rayon, en m par seconde,

$\delta = \frac{C}{C_{max} - C_{min}}$ le coefficient ou degré de régularité,

Valeurs de δ.

On prend :

Dans	les forges et les moulins à pilon	$\delta = 5$
»	les pompes, machines à fendre le fer.	$\delta = 20 - 30$
»	les tissages et machines à papier.	$\delta = 40$
»	les moulins à blé	$\delta = 50$
»	les machines à filer; pour numéros bas	$\delta = 50 - 60$
»	» » » élevés . . .	$\delta = 100$
»	les machines à vapeur ordinaires avec commande	
»	par courroies	$\delta = 35$
»	» » par engrenages	$\delta = 50$

a. **Calcul du volant dans le cas d'un mécanisme à manivelles à double effet, l'effort sur les tiges étant constant.**

(Pompes, scieries, machines à vapeur sans détente.)

Soient :

P la force constante exercée sur la tige du piston, en kg,

M la masse, (réduite au rayon de la manivelle) du volant et de

toutes les pièces de la machine animées d'un mouvement rotatif continu,

M_1 la masse de toutes les pièces à mouvement alternatif, réduite à la course du piston,

Remarque. Les $\frac{2}{3}$ de la masse de la bielle sont à compter dans M_1 et l'autre $\frac{1}{3}$ dans M.

c la vitesse moyenne du bouton de la manivelle, en m par seconde.

La force tangentielle agissant sur le bouton de la manivelle en sens inverse de P est supposée *constante*.

Dans les manivelles multiples, P et M_1 ont rapport à une seule manivelle et N, M, G, par contre, à tout le système,

On a alors :

pour une manivelle (manivelle simple),

$$M = 2k_1 \frac{\delta Pr}{c^2} = 2250\, k_1 \frac{\delta N}{c^2 n}.$$

pour 2 manivelles (angle de calage = 90°)

$$M + M_1 = 4k_2 \frac{\delta Pr}{c^2} = 2250\, k_2 \frac{\delta N}{c^2 n}.$$

pour 3 manivelles (angles de calage = 120°)

$$M + \tfrac{3}{2}\left(1+\frac{1}{\delta}\right) M_1 = 6k_3 \frac{\delta Pr}{c^2} = 2250\, k_3 \frac{\delta N}{c^2 n}.$$

Dans ces formules k_1, k_2, k_3 ont les valeurs suivantes :

Pour $\lambda =$	$1/4$	$1/5$	$1/6$	$1/7$	$1/8$	0
$k_1 = 0{,}2105(1 + 0{,}96\lambda + 0{,}81\lambda^2)$	0,2717	0,2577	0,2489	0,2428	0,2384	0,2105
$k_2 = 0{,}0211 + 0{,}25\,\lambda$	0,0856	0,0711	0,0628	0,0568	0,0523	0,0211
$k_3 = 0{,}0065(1 + 9{,}6\lambda + 7{,}1\lambda^2)$	0,0231	0,0198	0,0168	0,0151	0,0138	0,0065

Si l'on peut négliger par rapport au volant, la masse M_1 ainsi que les masses animées d'un mouvement rotatif, le *poids du volant* est :

$$G = 22072{,}5\; k \frac{\delta N}{c^2 n} = 2013000\; k \frac{\delta N}{R^2 n^3},$$

où k est à prendre dans le tableau ci-dessus.

b. **Calcul du volant d'une machine à vapeur à double effet.**

Soit :

e le degré ou rapport de détente *), (dans les machines Woolf ou compound e a rapport à la détente totale).

*) Le degré de détente, est le rapport du volume occupé par la vapeur à la fin de la détente, à celui occupé par elle à la fin de l'admission ou au commencement de la détente.

De plus, représentons pour les machines Woolf par
ε le degré de détente *) préliminaire, ou degré de détente dans le petit cylindre en faisant abstraction du grand.

Pour les autres notations, voir page 462.

En négligeant les masses (autres que le volant) animées d'un mouvement rotatif, le poids du volant se détermine par la formule

$$G = i \frac{\delta N}{c^2 n} = 91{,}2\, i \frac{\delta N}{R^2 n^3},$$

où i est un coefficient dont les valeurs, pour les cas les plus usuels de la pratique, sont données par le tableau suivant:

	Machines sans détente	Machines à détente						
		$e = \frac{3}{2}$	$e = 2$	$e = 3$	$e = 4$	$e = 5$	$e = 6$	$e = 9$
$\lambda = 0$								
1 manivelle	4646	7128	7933	8642	9023	9306	9491	
2 manivelles.								
(angle de calage 90°) .	466	720	795	868	905	934	951	
$\lambda = \frac{1}{5}$								
1 manivelle	5688	8257	8997	9650	9983	10209	10378	10657
2 manivelles.								
(à 90°)	1569	2256	2483	2662	2755	2816	2863	
Machines Woolf ou compound. pour $\varepsilon = 1$							7050	7721
» $\varepsilon = \frac{3}{2}$							8107	8271
» $\varepsilon = \sqrt{6}$							9354	
» $\varepsilon = 3$								9423

2. *Tableau des valeurs de i pour* $\lambda = \frac{1}{5}$, d'après Morin.

(Ces valeurs tiennent compte des masses à mouvement alternatif pour le cas de vitesses de piston normales).

Dénomination des machines.	Degré de détente $e =$	Valeurs de i	Observations.
1. Machines à un cylindre sans condensation.	2	7030	Pression d'admission = 5,5 atm.
	3	8070	
	4	9070	
	5	9960	
	6	11000	

*) Voir la note, page précédente.

Dénomination des machines.	Degré de détente $e =$	Valeurs de i	Observations.
2. Machines à un cylindre avec condensation.	3	7200	Pression d'admission = 5 atm.
	4	7620	
	5	7840	
	6	8100	
	7	8320	
	8	8450	
3. Deux machines jumelles conjuguées (calages à 90°).	1	1530	
	5	1820	
4. Trois machines jumelles conjuguées (calages à 120°).	1	420	
	5	660	
5. Machines Woolf.	4,5	5540	pour $\varepsilon = \frac{1}{4}$ } Pression d'admission = 4,5 atm.
	7,5	6030	» $\varepsilon = \frac{3}{2}$ }

c. Calcul des volants pour machines-outils.

α. *Formules théoriques pour les volants des marteaux à cames et autres machines semblables* *).

Soient :

A la masse de toutes les pièces animées d'un *mouvement rotatif continu*, réduite à la distance 1 de l'axe de rotation du volant,

B la masse, réduite à la même distance de l'axe du volant, des pièces *à mouvement interrompu* (comme marteaux, etc.).

P les masses, réduites au même point, des forces motrices à action constante,

Q la résistance, réduite au même point et n'agissant que par intervalles.

(P et Q sont considérées comme des *forces constantes* et constamment *tangentielles*),

α le chemin parcouru par le point susmentionné pendant le temps d'action de la résistance Q,

β le chemin parcouru par le même point pendant la marche à vide de la machine,

ω la vitesse angulaire moyenne (ou vitesse moyenne du point considéré) pour la période entière.

Pour les autres notations, v. p. 462.

*) D'après Grossmann.

On a les deux relations :

$$P = \frac{Q\alpha}{\alpha+\beta} + \frac{B\omega^2}{\alpha+\beta}\left(1 + \frac{B}{2A}\frac{\alpha-\beta}{\alpha+\beta}\right) \quad (1)$$

$$A = \frac{P\beta\delta}{\omega^2} - \frac{B\alpha}{2(\alpha+\beta)} \quad (2)$$

On procède par approximations successives ; c'est-à-dire : dans la formule (1), en négligeant $\frac{B}{A}$, on obtient une première valeur approximative de P, qui, remplacée dans la formule (2), donne une première valeur approximative de A.

On remplace alors cette valeur de A dans la relation (1) et on obtient une seconde valeur de P, plus approchée que la première, qui, remplacée dans (2), donne une seconde valeur de A, également plus approchée que la première.

On peut se contenter de cette 2e valeur de A, ou bien alors, on peut poursuivre la série des opérations dont nous venons de parler.

Si les masses (autres que le volant), animées d'un mouvement de rotation, peuvent être négligées, on peut admettre, pour le poids de la jante du volant, la valeur

$$G = 8{,}83\,\frac{A}{R^2}.$$

β. *Formules empiriques.*

1. Dans les volants de laminoirs pour grosses tôles et fers grossiers, le poids de la jante du volant est, d'après Morin :

$$G = 129500\,\frac{\delta N}{c^2 n} = 11780000\,\frac{\delta N}{R^2 n^3}.$$

Dans ces formules $n = 60$ à 100 et $c = 28$ à 31 m. par seconde.

$\delta = 20$ dans les machines de 80 à 100 chevaux, conduisant en même temps de 4 à 6 paires de cylindres laminant le fer en barres ou en feuilles ;

$\delta = 25$ dans les machines de 60 chevaux, conduisant à la fois de 4 à 6 paires de cylindres pour fers marchands ;

$\delta = 80$ à 100 dans les machines de 30 à 40 chevaux, faisant marcher 1 paire de cylindres pour fortes tôles, et en même temps deux paires de cylindres pour fers fins.

2. Pour les scieries, on a d'après Fink :

$$G = 22072500\,\frac{N}{R^2 n^3}.$$

3. Dans les marteaux à manche, lorsque le volant se trouve sur l'arbre à cames, on a, d'après Morin :

$$G = \frac{m}{R^2},$$

où m a les valeurs suivantes :

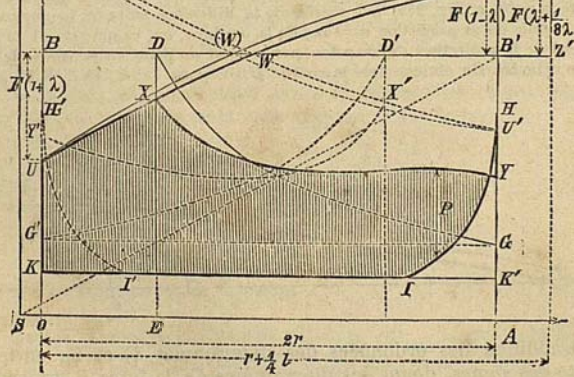
Dénomination du marteau.	Nombre de coups par minute.	Poids du marteau, y compris le manche etc., en *kg*.	Valeurs de *m*.
Marteau frontal . .	70 à 80	3000 a 3500	21380
		4000 à 5000	32060
Marteau à soulèvement	100 à 110	600 à 850	16030
Marteau à bascule (martinet). . . .	150 o	500	9620
		350	6410

d. Calcul graphique des volants *).

Ce mode de calculer les volants s'applique à tous les moteurs et opérateurs. Son emploi est à recommander, car ici, on peut tenir facilement compte de toutes les valeurs ayant une influence sur la régularité de la machine, et par suite sur le poids du volant. Nous allons exposer la manière de procéder dans une *machine à vapeur à détente*, et il sera alors facile au lecteur d'appliquer la même méthode à d'autres machines.

Supposons (fig. 298) qu'ayant le diagramme de l'indicateur, on renverse, bout pour bout, la courbe de contre-pression, alors on obtient les diagrammes des pressions *BDGHIKB* pour la marche en avant et *B'D'G'H'I'K'B'* pour la marche en arrière (ou retour) du piston.

Fig. 298.



(* D'après Radinger.

Dans la fig. : $OA = 2\,r$, $OE =$ longueur de la course du piston correspondant à la période d'admission, $OS =$ espace nuisible transformé en partie ou fraction de la course, $OB =$ pression d'admission, $DG =$ hyperbole de détente (ST et $SA =$ asymptotes), $KIH =$ ligne ou courbe de contre-pression.

2. La pression de la vapeur qui doit être transmise sur le bouton de la manivelle change de valeur, ou se modifie, par suite de la pression engendrée par l'accélération des pièces à mouvement alternatif (tige de piston, bielle...)

Supposons qu'en prenant BB' pour base, les diagrammes des pressions engendrées par les masses de ces pièces soient $U\,(W)\,V\,B'B$ pour la marche en avant, et $U'\,(W)\,V'BB'$ pour le retour du piston.

Si les notations du paragraphe *a*) sont conservées, la pression d'accélération D (en kg) correspondant à un point quelconque de la course est :

$$D = \frac{M_1 c^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha\right)$$ (voir p. 436.)

où α représente l'angle de rotation de la manivelle à partir du point mort le plus rapproché, et correspondant au point considéré.

La courbe des pressions D (ayant BB' pour base), se construit d'abord comme une parabole $U\,(W)\,VZ$ avec ZZ' comme axe et Z pour sommet. On a :

$$BZ' = r + \tfrac{1}{4}\,l, \quad ZZ' = F\left(\lambda + \frac{1}{8\lambda}\right)$$

$$B'V = B'U' = F\,(1-\lambda),\ BV' = BU = F\,(1+\lambda),$$

$$\text{où } F = \frac{M_1 c^2}{p} \text{ (en } kg\text{)}$$

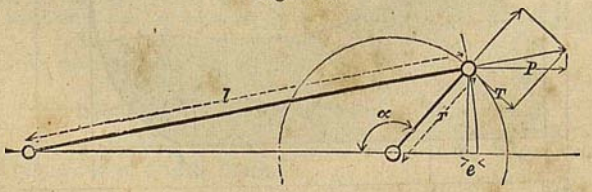
D'après Radinger les masses des tiges dans les machines horizontales peuvent se déterminer par les relations :

$M_1 = 0{,}028 \times$ surface des pistons en cm^2 pour machines sans condensation.

$M_1 = 0{,}033 \times$ » » » avec »

Correction : Les ordonnées de la parabole ci-dessus sont toutes à déplacer de la quantité variable e (Fig. 299) qui représente la différence entre les longueurs de la bielle, et celle de sa projection sur l'axe de la machine, ou, ce qui revient au même, du retard de la projection du maneton par rapport au point où se trouve le piston dans le cylindre. On obtient ainsi la courbe UWV pour l'aller, et $U'WV'$ pour le retour.

Fig. 299.

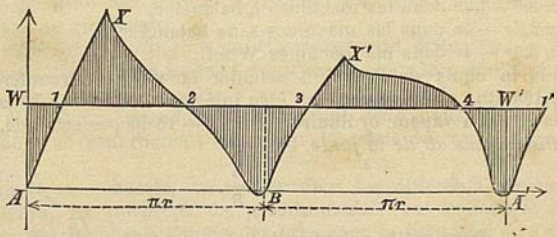


3. L'addition des ordonnées des diagrammes 1) et 2), en tenant compte des signes, donne les diagrammes de la force P transmise à chaque instant par la tige du piston : $UXYHIK =$ diagramme pour

l'aller et $U'X'Y'H'I'K'$ pour le retour. Les surfaces désignées par les mêmes lettres représentent le travail (indiqué) de la vapeur par course du piston.

4. En faisant la construction représentée figure 299, on peut, en prenant P dans le diagramme 3, déterminer la *force tangentielle motrice* pour chaque point de la course. Si l'on prend les chemins parcourus par le piston comme abcisses et ces pressions on force T pour ordonnées, on obtient le *diagramme des pressions tangentielles* (fig. 300) : AXB pour l'aller, $BX'A'$ pour le retour.

Fig. 300.



5. Dessinons ensuite, sur la même figure 300, le diagramme *des résistances tangentielles* dont la loi de variation doit être connue. Dans les machines motrices commandant de longues transmissions, ces résistances peuvent être considérées comme égales entre elles pour chaque point de la course, autrement dit, le diagramme de ces résistances peut être considéré comme une droite (AA') parallèle à l'axe des x. Pour la permanence (en prenant un tour pour la période), il faut que : rectangle $AWW'A' =$ surface $(AXB + BX'A')$, de là on peut obtenir la valeur de AW.

On calcule ensuite les surfaces des *travaux excédants* : $1X2$, $2B3$, $3X'4$, $4A'1'$; si l'on désigne par A la somme de toutes ces surfaces en *kgm*, le poids du volant se détermine par la formule

$$G = 9{,}81 \frac{\delta A}{C^2} = 892 \frac{\delta A}{R^2 n^2} \text{ *)}$$

(Mêmes notations que précédemment).

---

*) Cette formule s'obtient en posant $A = \frac{G}{2g}\left(C^2_{max} - C^2_{min}\right)$; A = travail produisant la variation de la vitesse du volant ; $\frac{G}{2g}\left(C^2_{max} - C^2_{min}\right)$ = force vive ou travail produit par la jante lorsque sa vitesse passe de C_{max} à C_{min}.

e. Proportions des volants.

Soient :

R le rayon moyen de la jante du volant, en m,

r le rayon de la manivelle, en m,

a la largeur de la jante (section rectangulaire) c'est-à-dire la dimension de la jante parallèle à l'axe du volant, en mm,

b l'épaisseur ou dimension radiale de la jante, en mm,

G le poids de la jante du volant, en kg,

(*Remarque.* Le poids calculé du volant peut être diminué d'environ 8 % si l'on veut tenir compte de l'influence régulatrice des bras).

1. *Rayon R de la jante.* On prend:

$R = 3r - 3{,}5r$ dans les machines à balancier.

$R = 3{,}5r - 5r$ dans les machines sans balancier.

$R = 3{,}5r - 4r$ dans les machines Woolf.

Après le choix de R il faut calculer la vitesse circonférentielle $C = 0{,}105\ Rn$; cette vitesse doit être inférieure à environ 30 m, dans les machines à vapeur ordinaires $C = 10 - 15$ m par seconde.

2. *Dimensions ab de la jante.* On a :

$$ab = 22\frac{G}{R}.$$

Pour petits volants : $b = 2a$, $a = 3{,}33\sqrt{\frac{R}{G}}$.

Pour grands volants: $b = 1{,}5a$, $a = 3{,}84\sqrt{\frac{G}{R}}$.

La section des pièces en fer (soumises à traction) reliant entre elles les différentes parties de la jante doit comporter, d'après Grove : $f = \frac{1}{9}\ ab$.

3. *Bras.* Le nombre s des bras est habituellement 6 ou 8; en moyenne on peut prendre : $s = 2\ (1 + \mathrm{R})$.

Soient :

h la dimension de la section des bras mesurée dans le plan du volant,

d_0 le diamètre (en mm) de l'arbre de la manivelle calculé simplement à la torsion (v. p. 402).

On a alors, d'après Grove, pour un nombre de bras :

$s =$	4	5	6	8	10
$\frac{h}{d_0} =$	1,76	1,63	1,54	1,40	1,22

La dimension axiale du bras comporte alors :

pour les bras elliptiques : $\frac{2}{3}\ h$.

pour les bras rectangulaires, ou approximativement rectangulaires : 0,4 h.

Les dimensions de la section des bras diminuent du moyeu à la jante de $\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{15}$.

4. *Moyeu.* L'épaisseur du moyeu $= 0{,}5\ d$; sa longueur, en *mm* est : $l = 1{,}75\ d_0 + 80\text{R}$ (R en *m*).

B. RÉGULATEURS A FORCE CENTRIFUGE

a. Définitions. Généralités.

Les régulateurs ou modérateurs *statiques* sont ceux dans lesquels chaque position des boules correspond à un autre nombre de tours de l'arbre du régulateur.

Les régulateurs *astatiques ou isochrones* sont ceux dont les boules sont en équilibre dans toutes les positions, pour le même nombre de tours.

Les régulateurs *pseudo-astatiques* sont ceux dont les conditions d'équilibre se rapprochent fortement de celles des régulateurs astatiques.

D'une façon générale, on trouve dans les différents systèmes de régulateurs, les positions de pseudo-astasie en égalant à zéro la dérivée, par rapport à l'angle des bras avec la verticale, de l'expression donnant le nombre de tours correspondant à l'équilibre. L'équation ainsi obtenue donne l'angle d'écartement pour lequel l'équilibre astatique est atteint.

Le *degré* ou *coefficient d'irrégularité* d'un régulateur est le quotient de la différence des nombres de tours correspondant aux positions extrêmes, divisée par le nombre de tours moyen, en supposant nuls les frottements et les résistances dans le manchon.

On appelle *énergie* la force avec laquelle le régulateur tend à déplacer son manchon (ou douille). Cette force est équivalente aux résistances opposées par les pièces à mouvoir et par les frottements engendrés par suite du déplacement du manchon (dans un sens comme dans l'autre).

Le *degré* ou *coefficient d'insensibilité*, pour une position quelconque des boules, est le quotient de la double différence des nombres de tours correspondant d'une part à l'absence complète de l'énergie, et d'autre part à la pleine énergie, divisée par le nombre de tours moyen correspondant à cette position*). Entre ces limites le manchon reste immobile.

Soient :

G le poids d'une des boules, en *kg*,

---

*) Ce nombre de tours moyen, peut être pris égal au nombre de tours correspondant à l'absence complète d'énergie.

Q le poids total du manchon (ou douille) et des pièces entraînées par ce manchon en *kg*,

P la résistance, en *kg*, opposée par l'appareil de réglage, au mouvement du manchon,

F la résistance, en *kg*, provenant des frottements des organes du régulateur les uns sur les autres.

$\frac{1}{\delta}$ le degré ou coefficient d'irrégularité (abstraction faite de l'énergie),

δ le degré ou coefficient de régularité,

$\frac{1}{\varepsilon}$ » » » d'insensibilité,

ε » » » de sensibilité,

δ_0 le coefficient ou degré de régularité du volant du moteur correspondant au régulateur considéré *),

n le nombre de tours de régime, par minute, de l'arbre du régulateur,

α, β, γ les angles des bras avec la verticale, indiqués dans les figures 301 à 305.

l, l_1, l_2 les longueurs, en m, des bras (bielles, tiges ou tringles) correspondant aux angles α, β, γ (fig. 301 à 305),

a la distance à l'axe de l'arbre du point d'oscillation des bras portant les boules, en m,

s la course du manchon, en m,

s et i les indices de n et de α, β, γ correspondant respectivement aux positions supérieure et inférieure du manchon,

r le rayon, en m, des axes ou tiges d'articulation, supposé constant pour le même régulateur,

f le coefficient de frottement dans les articulations,

g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}808\ m$.

Remarque. Toutes nos formules relatives aux régulateurs supposent $\frac{\pi^2}{g} = 1$ **). Cette expression entre comme facteur de $\left(\frac{n}{30}\right)^2$

On divise les régulateurs en :

1° Régulateur à *points d'oscillation fixes* des pendules (ou à suspension directe);

2° Régulateurs à *points d'oscillation mobiles des pendules* (ou à suspension indirecte).

Les régulateurs de cette dernière catégorie, (régulateurs Proell et cosinus, et régulateur simple à bras coudés) permettent une meilleure utilisation des poids employés.

*) Voir volants page 467.

**) Cette hypothèse donnant pour n des valeurs environ 0,35 pour cent plus fortes que les valeurs réelles, cette supposition est parfaitement admissible pour toutes les questions pratiques.

b. Dispositions générales.

1. *Points d'oscillation fixes ou suspension directe des pendules* (fig. 301).

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \dfrac{Q \pm (P+F)}{2G}\dfrac{l_1}{l}\dfrac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}}{l\cos\alpha + a\operatorname{ctg}\alpha};$$

$$\frac{1}{\delta} = 2\frac{n_s - n_i}{n_s + n_i}, \quad \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{2G\dfrac{l}{l_1}\dfrac{\sin\alpha\cos\gamma}{\sin(\beta+\gamma)} + Q};$$

$$s = l_1(\cos\beta_i - \cos\beta_s) + l_2(\cos\gamma_i - \cos\gamma_s),$$

$$F = fr\frac{2Z\cos\gamma + Q\left(1 + 2\dfrac{l_1}{l_2}\dfrac{\cos\beta}{\cos\gamma}\right)}{l_1\sin(\beta+\gamma)},$$

où

$$Z = \sqrt{\left\{\left(G + \frac{Q}{2}\frac{l_1}{l}\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}\right)\operatorname{tg}\alpha - \frac{Q}{2}\operatorname{tg}\gamma\right\}^2 + \left\{\frac{Q}{2} + G\right\}^2},$$

Pour $l_1 = 0{,}5l$ on a approximativement :

$$F = fr\frac{(Q+2G)\cos\gamma + Q\left(1 + 2\dfrac{l_1}{l_2}\dfrac{\cos\beta}{\cos\gamma}\right)}{l_1\sin(\beta+\gamma)}.$$

Fig. 301.

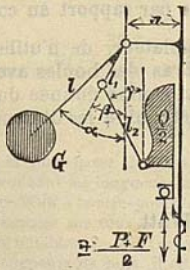
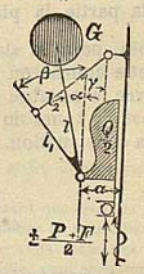


Fig. 302.



2. *Points d'oscillation mobiles ou suspension indirecte des pendules* (fig. 302).

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{-1 + \dfrac{Q + 2G \pm (P+F)}{2G}\dfrac{l_1}{l}\dfrac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}}{l\cos\alpha + a\operatorname{ctg}\alpha};$$

$\frac{1}{\delta}$ et s ont la même valeur que dans 1.

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{2G\left(1-\frac{l\sin\alpha\cos\gamma}{l_1\sin(\beta+\gamma)}\right)+Q},$$

$$F = fr\,\frac{2Z\cos\gamma+(Q+2G)\left(1+2\frac{l_1\cos\beta}{l_2\cos\gamma}\right)}{l_1\sin(\beta+\gamma)},$$

où

$$Z=\sqrt{\left\{\left[-G+\left(\frac{Q}{2}+G\right)\frac{l_1\sin(\beta+\gamma)}{l\sin\alpha\cos\gamma}\right]\operatorname{tg}\alpha-\left[\frac{Q}{2}+G\right]\operatorname{tg}\gamma\right\}^2+\left\{\frac{Q}{2}\right\}^2}.$$

Les dispositions générales ci-dessus livrent une pseudo-astasie convenable si l'on fait usage de la construction graphique suivante : On calcule les expressions $(l\cos\alpha + a\operatorname{ctg}\alpha)$ et $l_1\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}$ pour des valeurs de lettres compatibles et d'après cela on obtient différentes valeurs de $\left(\frac{n}{30}\right)^2$ correspondant à différentes positions du manchon. Si l'on prend l'axe de l'arbre du régulateur comme axe des x et si pour chaque position du manchon, on porte comme ordonnée la valeur $\left(\frac{n}{30}\right)^2$ correspondante, on obtient une courbe dont on choisit la partie la plus convenable par rapport au coefficient $\frac{1}{\delta}$, en ayant soin, pour la stabilité du régulateur, de n'utiliser que la partie de cette courbe où l'angle des bras des boules avec la verticale croît avec le nombre de tours *). La course donnée du manchon ou le nombre de tours du régulateur détermine les dimensions définitives de la construction.

c. Régulateur Watt.

Conditions : 1. suspension en losange ($\gamma = \beta$) avec points d'oscillation fixes des pendules (cas spécial de *a.* 1.).
2. $\alpha = \beta$. 3. $Q = 0$. 4. $a = 0$.

*) A moins de compenser les causes perturbatrices du mouvement, par des résistances variant suivant des lois convenables.

En remplaçant les lettres par leurs valeurs respectives dans les différentes formules données dans *a.* 1, on a :

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 \pm \dfrac{P + F}{G}\dfrac{l_1}{l}}{l \cos \alpha}.$$

$$\frac{1}{\delta} = 2\frac{\sqrt{\cos \alpha_i} - \sqrt{\cos \alpha_s}}{\sqrt{\cos \alpha_i} + \sqrt{\cos \alpha_s}}, \quad \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P + F}{G\dfrac{l}{l_1}}$$

$$s = 2\, l_1 (\cos \alpha_s - \cos \alpha_i), \quad F = fr\frac{2G}{l_1 \sin 2\alpha}.$$

Le tableau suivant donne quelques valeurs approchées de δ correspondant à différents angles d'inclinaison des bras sur la verticale.

α_i	α_s				
	20°	25°	30°	35°	40°
15°	88	31	18	12	8,5
20°	∞	53	24	14,3	9,7
25°	—	∞	45	19	11,5

Les valeurs pouvant être recommandées sont :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{0{,}9\delta_0}, \quad \alpha_i = 15°, \quad l_1 = 0{,}6l ;$$

alors :

$$n_i = \frac{30{,}6}{\sqrt{l}}, \quad G = 0{,}6\varepsilon\,(P + F_{\max}).$$

$$F_{\max} \backsim 0{,}002\,\frac{G}{l_1}$$

La position la plus basse du manchon ou douille et les dimensions des boules (poids G) déterminent les longueurs minima de l et l_1.

Le régulateur Watt à contre-poids, n'est pas plus lourd que ceux de *Porter* et de *Kley* et il a l'avantage sur ceux-ci de faire beaucoup moins de tours. Dans les cas où P a des valeurs notables, ce qui correspondrait à de grands diamètres de boules et à de grandes longueurs de bras, il est souvent préférable, pour économiser la place, de faire faire au régulateur de 2 à 4 fois plus de tours et d'adopter la disposition du régulateur à contre-poids de Porter qui, pour la construction en usage $\alpha > 0$, donne une valeur de δ plus défavorable que celle du régulateur Watt. (Comparer les tableaux de δ dans *b.* et *c.*)

d. Régulateur Porter.

Conditions : 1. Suspension en losange ($\gamma = \beta$) avec points d'oscillation fixes des pendules (cas spécial de a. 1.)
2. $\alpha = \beta$; 3. Q et a sont différents de zéro.

Remarque. Dans le cas où a est négatif, c'est-à-dire dans le cas où les bras sont croisés, on obtient la valeur la plus avantageuse de δ, pour $a = -l \sin^3 \alpha_i$ *). Toute valeur de a, autre que celle que nous venons d'indiquer, correspond à une disposition moins favorable si les points d'oscillation des pendules (bras) se rapprochent de la verticale; s'ils s'éloignent de la même verticale des boules, on a en valeur absolue $\sin \alpha_i < \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. L'hypothèse fréquente $l = l_1$ est moins favorable au point de vue de l'économie des poids et souvent aussi au point de vue de l'angle minimum α_i que la supposition $l > l_1$. Les avantages de $l = l_1$ sur $l > l_1$ sont : économie de place et fourches plus larges.

Dans ce régulateur, on a :

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \dfrac{Q \pm (P+F)}{G}\dfrac{l_1}{l}}{l \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha},$$

$$\frac{1}{\delta} = 2\frac{n_s - n_i}{n_s + n_i}, \qquad \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{G\dfrac{l}{l_1} + Q}.$$

$$s = 2l_1 (\cos \alpha_i - \cos \alpha_s),$$

pour $l_1 = l$: $$F = fr\frac{2G + 4Q}{l_1 \sin 2\alpha},$$

---

*) Cette formule suppose donc $\sin \alpha_i = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Cet angle α_i est l'angle des bras avec la verticale correspondant au nombre de tours minimum. Dans des conditions spéciales, si l'on veut avoir un mouvement isochrone excessivement approché, on peut prendre l'angle dont le sinus $= \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$ pour celui correspondant à la position moyenne des bras ou à peu près $\left(\text{c'est-à-dire on peut prendre } \sin \alpha_i < \sqrt[3]{\frac{a}{l}}\right)$; mais alors il faut avoir soin de combattre l'instabilité du régulateur par des leviers à contrepoids et des ressorts convenablement disposés (ou bien encore par des freins dont l'emploi n'est pas recommandable parce qu'ils diminuent la sensibilité de l'appareil). Ces forces que l'on oppose au mouvement de la douille, peuvent être disposées de manière à augmenter l'isochronisme du régulateur, il suffit pour cela, de faire varier le numérateur de l'expression $\left(\frac{n}{30}\right)^2$ dans le même sens que celui où varie le dénominateur.

pour $l_1 = 0{,}6l$: $F = fr\left[\frac{3Q}{l_1 \sin 2\alpha} + \frac{2G+Q}{2l_1 \sin \alpha}\right]$.

Les valeurs de δ pour $a = 0$ sont les mêmes que celles données dans *b.* ; pour $a = -l \sin^3 \alpha_i$ les valeurs de δ sont à prendre dans le paragraphe *d.* ; pour $a = +\frac{l_1}{8}$ qui est une supposition fréquente, on a le tableau suivant :

Valeurs de δ.

α_i	α_s				
	20°	25°	30°	35°	40°
15°	25	15,5	10,5	7,5	5,6
20°	∞	26,5	14,5	9,5	6,6
25°	—	∞	29,0	14,0	9,0

Les suppositions suivantes se trouvent fréquemment dans la pratique :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{0{,}9\delta_0}, \qquad \frac{Q}{G} = 6, \qquad \alpha_i = 15°, \qquad a = \frac{l_1}{8}.$$

Alors :

$$n = \frac{66{,}3}{\sqrt{l}}, \qquad G = \frac{\varepsilon (P+F)}{6 + \frac{l}{l_1}},$$

$F_{max} \backsim 0{,}026 \frac{G}{l_1}$ pour toutes les valeurs de $\frac{l}{l_1}$.

Lorsqu'on a surtout en vue l'économie de place, la longueur l se détermine d'après α_i donné et la forme du contre-poids adopté (on peut dans ce cas faire usage de bras courbes).

Il est à remarquer cependant que si l augmente, F et par suite les poids à employer diminuent. F n'est pas négligeable par rapport à la valeur minima de P. (Pour la comparaison entre les régulateurs Watt et Porter voir § *b.*)

e. Régulateur Farcot (disposition Kley) ou régulateur à bras croisés.

Conditions : 1. Suspension en losange ($\gamma = \beta$) avec points d'oscillation fixes des pendules. (Cas spécial de *a.* 1.)

2. $\alpha = \beta$. 3. $a = -l \sin^3 \alpha_i$.

La relation 3. représente la condition de pseudo astasie du régulateur ; *l'équilibre astatique**) est atteint pour la position des boules correspondant à α_i.

Pour $\alpha_i =$ 15° 20° 25° 30°

on a : $\frac{a}{l} =$ 0,0174 0,0400 0,0757 0,1250

et l'on obtient les valeurs approchées suivantes pour δ.

α_i	α_s				
	20°	25°	30°	35°	40°
15°	190	52	28	15,5	10
20°	∞	182	45	22	14
25°	—	∞	172	42,5	21

Toutes les autres données sont les mêmes que dans *b.*, où $Q = 0$ et $a = 0$, et que dans *c.* où Q et a entrent en considération. Les proportions recommandables sont les mêmes que celles indiquées dans *b* et *c.* Ce régulateur demande une hauteur relativement grande.

f. Régulateur Proell.

Conditions : 1. Suspension indirecte ou points d'oscillation mobiles des pendules (fig. 302).

2. Q et a sont différents de zéro.

3. La pseudo-astasie est atteinte dans les positions inférieures du manchon.

4. La suspension en losange ($\gamma = \beta$) est, ici, une simplification recommandable, mais α reste différent de β.

On a :

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{-1 + \dfrac{Q + 2G \pm (P + F)}{G} \dfrac{l_1 \sin \beta}{l \sin \alpha}}{l \cos \alpha + a \operatorname{ctg} \alpha}$$

Pour que *l'équilibre astatique**) soit atteint pour l'angle α_i, il faut déterminer cet angle au moyen de la relation :

$$\frac{-1 + \dfrac{Q + 2G}{G} \dfrac{l_1}{l} \cos(\beta - \alpha)}{\dfrac{Q + 2G}{G} \dfrac{l_1}{l} \sin(\beta - \alpha)} = \frac{\cos \alpha_i}{\dfrac{a}{l} + \sin^3 \alpha_i},$$

*) Synonyme « *d'équilibre indifférent pour n constant* », qui est la condition d'isochronisme parfait.

$$\frac{1}{\delta} = 2\frac{n_s - n_i}{n_s + n_i}, \qquad \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{-G\dfrac{l}{l_1}\dfrac{\sin\beta}{\sin\alpha} + Q + 2G},$$

$$s = 2l_1(\cos\beta_i - \cos\beta_s),$$

$$F \backsim fr\,\frac{Q\cos\beta + 3(Q+2G)}{l_1 \sin 2\beta}.$$

Les dimensions recommandables sont :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{0{,}9\varepsilon_0}, \quad \frac{l_1}{l} = 0{,}7,$$

$$\frac{a}{l} = \frac{1}{6}, \quad \frac{Q}{G} = 6, \quad \alpha_i = 20°;$$

de là, on déduit :

$$\beta - \alpha = 10°\,10', \quad n_i = \frac{70}{\sqrt{l}},$$

$$G = \frac{\varepsilon(P+F)}{5{,}9}, \quad F_{max} = 0{,}017\,\frac{G}{l_1}.$$

Pour :	$\alpha_s =$	25°	30°	35°	40°
	$\delta =$	152	49	26	15.

Pour que la hauteur exigée par le régulateur soit la plus petite possible, il faut prendre la longueur l_1 la plus petite possible (on peut encore, pour économiser l'espace, courber les bras supérieurs). Les formules sont naturellement les mêmes si l'on considère l comme un bras fictif et que l'on relie la boule G à un point quelconque de la tringle l_1, pourvu que l'assemblage ne permette pas de mouvements relatifs de la boule par rapport au bras ; on peut, par exemple, maintenir la boule dans sa position (fig. 302) par le moyen de la tige l_1 coudée à son point d'articulation avec l_2 dans la direction du centre de cette boule.

g. Régulateur Buss et régulateur cosinus.

Ces deux régulateurs peuvent, d'une part, comporter l'isochronisme parfait pour toutes les positions pouvant être occupées par les boules et d'autre part, on peut, avec les mêmes régulateurs, obtenir un écart quelconque entre les nombres de tours extrêmes de l'arbre du régulateur, en donnant aux angles des bras entre eux des valeurs autres que celles correspondant à cet isochronisme parfait.

Ces régulateurs sont symétriques par rapport à l'axe de rotation ; de chaque côté de cet axe sont disposées trois bielles ou bras ayant le même centre d'oscillation. Deux de ces bielles portant des boules à leurs extrémités libres se coupent exactement à angle droit, tandis

que l'autre bras, se terminant par un galet L, forme avec les autres bras des angles déterminés plus loin par nos formules et changeant de valeurs suivant le degré d'isochronisme que l'on tient à obtenir. Ces angles ou ce qui revient au même l'angle φ du bras l_1 et du bras fictif résultant l, peut changer de valeur suivant les différentes positions des boules, si l'on a soin de monter le galet L sur axe excentré.

Fig. 303.

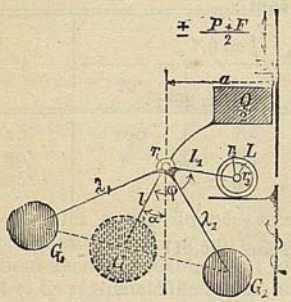
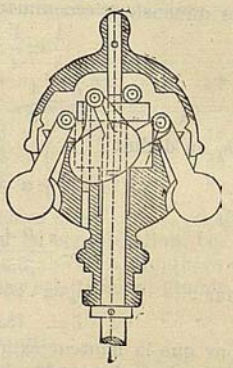


Fig. 304.



Dans le régulateur Buss (suspension directe), les pendules oscillent autour d'un point fixe placé sur l'axe de rotation.

Dans le régulateur cosinus (suspension indirecte), figures 303 et 304, les points d'oscillation des bras ou mieux le contre-poids (manchon), montant et descendant d'une fraction seulement des chemins parcourus par les boules, les poids employés sont mieux utilisés, comme nous l'avons déjà vu dans le régulateur Porter, c, et comme le prouvent les formules suivantes.

Les formules relatives à ces régulateurs ne pouvant être déduites des formules générales $a.$, nous ferons usage ici des notations suivantes :

G_1, G_2 = poids séparés des boules, en kg,
λ_1, λ_2 = longueurs des bras correspondant à G_1 et G_2, en m,
$G = G_1 + G_2$ = poids résultant, en kg,
l = longueur du bras idéal correspondant, en kg,
φ = angle du bras idéal avec le bras l_1 (fig. 303),
Q = poids du manchon seul,
$Q_1 = Q + 2G$ pour le régulateur cosinus,
$Q_1 = Q$ pour le régulateur Buss.
r_1 et r_2 = rayons des axes, en m,
r_3 = rayon du galet L, en m,
n_m = nombre de tours pour $\alpha = 0$.

Le bras idéal oscille de part et d'autre de la verticale. Soient α_s l'angle d'écart positif*) maximum, et α_i l'angle d'écart négatif minimum et soient n_s et n_i les nombres de tours correspondants. Pour les autres notations voir page 471.

α. Pour l'*astasie complète* ou *isochronisme parfait*, on a :

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q_1}{2G}\frac{l_1}{l}\frac{\sin\varphi}{a} = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{a},$$

$$G_1\lambda_1^2 = G_2\lambda_2^2, \qquad \cos\varphi = \frac{l}{l_1}\frac{2G}{Q_1},$$

$$\frac{1}{\delta} = 0; \qquad \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{Q_1},$$

$$s = l_1(\sin\alpha_s + \sin\alpha_i).$$

$$F = fr_1\frac{2Z}{l_1\cos\alpha} + f\frac{r_2}{r_3}Q_1\operatorname{tg}\alpha,$$

où $$Z = \sqrt{\left(G\operatorname{tg}\alpha + Q_1\frac{l_1}{l}\right)^2 + \left(\frac{Q}{2}\right)^2}.$$

β. Pour *l'exécution pseudo-astatique*, on a :

$$\cos\varphi < \frac{l}{l_1}\frac{2G}{Q_1},$$

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \dfrac{Q_1}{2G}\dfrac{l_1}{l}\dfrac{\sin(\varphi-\alpha)}{\sin\alpha}}{a\operatorname{ctg}\alpha},$$

$$G_1\lambda_1^2 = G_2\lambda_2^2,$$

$$\frac{1}{\delta} = 2\frac{n_s - n_m}{n_s + n_m} + 2\frac{n_m - n_i}{n_m + n_i},$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{2G\dfrac{l}{l_1}\dfrac{\sin\alpha}{\sin(\varphi-\alpha)} + Q_1}.$$

Dans les exécutions, on trouve approximativement :

$$\frac{l_1}{l} = \frac{3}{2}, \qquad \frac{Q}{G} = 3, \qquad \frac{r_2}{r_3} = \frac{1}{2}, \qquad \alpha_s = \alpha_i = 20°.$$

On peut remarquer qu'ici, la valeur de $\frac{1}{\varepsilon}$ est très différente de celle des régulateurs mentionnés jusqu'à maintenant, et qu'en tenant compte du frottement cette valeur atteint son maximum pour environ $\alpha = o$. Le rapport $\frac{F}{P}$ va aussi en croissant à mesure que le régulateur se rapproche de ses positions extrêmes où il peut atteindre la valeur défavorable 1.

*) Nous donnons le nom de positifs, comme d'ailleurs nous l'avons fait dans tout l'ouvrage, à tous les angles $< 180°$ formés par une droite tournant autour d'un point de la ligne de base (droite à partir de laquelle les angles sont comptés) et se mouvant dans le sens des aiguilles d'une montre.

h. Régulateur simple à bras coudés.

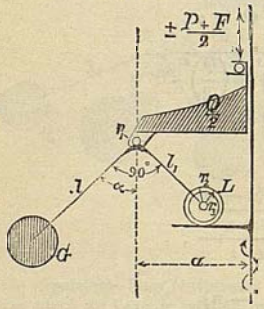
Conditions : 1. Une équerre porte sur l'une de ses branches un contre poids G, et à l'extrémité de l'autre, un galet L reposant comme dans le régulateur cosinus sur une pièce faisant corps avec l'arbre du régulateur (fig. 305).

2. Pour l'utilisation complète des poids employés, le centre d'oscillation du pendule est pris directement sur le manchon.

3. Le régulateur doit être pseudo-astatique et atteindre l'équilibre astatique pour $\alpha = 0$ *).

4. L'oscillation de la boule a lieu de part et d'autre de la verticale.

Fig. 305.



En conservant les mêmes notations que dans le régulateur cosinus (p. 480), on a :

$$\frac{a}{l} = \frac{l_1}{l}\frac{Q+2G}{2G} \quad \text{ou} \quad \frac{a}{l_1} = \frac{Q+2G}{2G};$$

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{l}\,\frac{\operatorname{tg}\alpha + \frac{a}{l}}{\sin\alpha + \frac{a}{l}};$$

$$\frac{1}{\delta} = 2\,\frac{n_s - n_m}{n_s + n_m} + 2\,\frac{n_m - n_i}{n_m + n_i},$$

où $\left(\frac{n_m}{30}\right)^2 = \frac{1}{l}$.

Le tableau suivant donne, pour quelques cas particuliers, les valeurs réciproques des deux termes dont se compose $\frac{1}{\delta}$.

$\frac{1}{2}\frac{n_m + n_i}{n_m - n_i} =$			$\frac{a}{l}$	$\frac{1}{2}\frac{n_s + n_m}{n_s - n_m} =$		
α_i négatif :				α_s positif :		
$-25°$	$-20°$	$-15°$		$+15°$	$+20°$	$+25°$
166	333	999	4	1000	410	200
72	153	451	2	500	210	113
49	104	285	$\frac{3}{2}$	400	177	92
41	89	238	$\frac{4}{3}$	358	155	84

*) En tenant compte de la note p. 476, on pourrait prendre $\alpha = o$ pour position moyenne et augmenter ainsi beaucoup l'isochronisme du régulateur.

De plus $$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{P+F}{2G\dfrac{l}{l_1}\operatorname{tg}\alpha + Q + 2G}.$$

Les valeurs de s, F et Z sont les mêmes que pour le régulateur cosinus (v. p. 480).

Les *suppositions à recommander* si l'on veut avoir une valeur favorable pour F sont :

$$\frac{a}{l} = \frac{4}{3}, \quad \frac{Q}{G} = 2, \quad \frac{l_1}{l} = \frac{2}{3}, \quad \frac{1}{\delta} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{0{,}9\delta_0},$$

$$\alpha_s = +25°, \quad \alpha_i = -20°, \quad \frac{r_2}{r_3} = \frac{1}{6}.$$

En s'appuyant sur ces données, on a :

pour			
$a =$	0,12	0,20	0,28
$s =$	0,046	0,076	0,107
$n_m =$	100	78	66.

$$G \backsim \tfrac{1}{3}\varepsilon(P+F); \qquad F_{\max} \backsim G\left(4{,}3\frac{r_1}{l_1} + 0{,}024\right).$$

Pour le réglage de δ, on peut disposer G sur le bras l de manière à ce qu'il puisse être coulissé le long de ce bras.

Le régulateur simple à bras coudé se comporte d'une façon à peu près identique à celle du régulateur-cosinus, et il présente sur ce dernier l'avantage d'une plus grande simplicité.

i. Considérations pratiques.

1. L'hypothèse faite plus haut :

$$\frac{1}{\delta} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{0{,}9\delta_0}$$

ne peut pas ou peut bien rarement être satisfaite directement par la simple raison que le degré de régularité du volant δ_0 ne peut jamais être obtenu exactement. C'est pourquoi il faut disposer le régulateur de manière à ce qu'il puisse être réglé au montage.

Ce réglage peut s'effectuer par une variation

α) de $\frac{Q}{G}$: par l'addition de disques, ou rondelles, ou de plomb fondu, que l'on coule dans le manchon ou contre-poids pendant la marche.

β) *de la longueur du bras l* : par le moyen d'un filetage et d'écrous.

γ) *de la course s* : par le moyen de points d'attaque des leviers sur le manchon pouvant être déplacés (la course entière doit alors être changée) ;

δ) *de la résistance P* ; cette résistance P change par exemple de valeur avec le degré de serrage du presse-étoupes de la pièce (soupape, came, etc.) de réglage. En général P est par soi-même déjà passablement variable pour les différentes positions des boules.

2. Si la résistance P ne peut être trouvée directement par un pesage de différentes pièces de l'appareil, on peut, dans le cas d'action directe, prendre

pour distribution par soupape ..... $P = 0{,}5$ à $1\ kg$,
» valve ou soupape ..... $P = 1$ à $2\ kg$,
» distribution Farcot et Rider ..... $P = 2$ à $4\ kg$,
» machines à vapeur, exceptionnellement jusqu'au maximum ..... $P = 10\ kg$,
» roues hydrauliques avec vannes équilibrées, ou bien pour les turbines avec valves..... $P = 10$ à $30\ kg$.

Le régulateur Prœll à 4 boules peut, sous peu de volume, vaincre cette dernière résistance. Le régulateur simple à bras coudés peut, lui aussi, vaincre de telles résistances lorsqu'on a soin de faire aussi emploi de 4 boules. Dans tous les régulateurs, il est important d'avoir de faibles poids propres et de réduire P à sa valeur minima et au degré de constance le plus grand possible ; pour obtenir ce résultat, il est bon d'équilibrer tous les leviers de l'appareil.

3. Pour diminuer les frottements constituant la résistance F, il faut réduire le plus possible les diamètres des tourillons ou axes d'articulation ; dans les constructions les plus lourdes, un diamètre d'axe de 10 *mm* est toujours suffisant ; dans les petits régulateurs, on a avantage à faire osciller les bras entre pointes.

4. Pour adoucir les effets d'inertie des masses en mouvement, pour atténuer les variations inévitables de F et P et pour pouvoir régler le régulateur en tout temps, il est bon de faire usage d'un *gouverneur* ou d'une *cataracte à huile* avec robinet de réglage.

5. Le lancement du manchon dans ses positions extrêmes a lieu lorsque $\delta > \delta_0$ et $\varepsilon > \delta_0$, il se produit un mouvement saccadé ou vibrant lorsque $\delta < \delta_0$ mais $\varepsilon > \delta_0$. Lorsque dans les régulateurs à suspension en losange dont nous avons parlé, la limite inférieure de la course est franchie, cela prouve que l'appareil est instable, il faut alors limiter la course ou bien introduire des changements en se basant sur les équations d'établissement.

6. Le diamètre de l'arbre du régulateur comporte de 25 à 50 *mm*. L'épaisseur des bras = 0,13 à 0,20 du diamètre des boules. Un bon guidage des boules par fourches à grande ouverture, etc., est une condition essentielle.

7. Pour ce qui concerne l'assemblage du régulateur avec l'organe de réglage ou avec le mécanisme de dégagement, pour les distributions de précision, il est à remarquer d'une part que le régulateur doit agir avec la plus grande énergie possible sur l'organe de réglage ou sur le mécanisme de dégagement et d'autre part, qu'il

doit encore gouverner la marche de la machine, lorsque celle-ci marche complètement à vide.

L'énergie du régulateur, qui est une condition nécessaire dans un réglage exact, peut être considérablement augmentée aux dépens de la course par une disposition convenable de leviers, dont le dernier agit par exemple sur une soupape à deux sièges.

On peut se dispenser dans beaucoup de cas de soupape de mise en train, si l'on dispose un mécanisme spécial pour relever le régulateur dans sa position supérieure correspondant à la limite du réglage, ou à l'interception complète de la vapeur.

Lorsque les organes de réglage exigent une force considérable pour être mus, comme par exemple les plaques de réglage de la distribution Meyer, ou bien les vannes pour turbines et roues hydrauliques, le régulateur n'agit pas directement sur ces organes, mais sur des pièces de réglage, mues directement par le moteur et pouvant communiquer leur mouvement aux organes considérés.

J.L.V.
BIBLIOTECA
N-31

SEPTIÈME PARTIE

RECEPTEURS

Mesure du travail.

Le cheval vapeur *) est un travail de 75 kilogrammètres (*kgm*) s'effectuant en une seconde.

Frein dynamométrique. Frein de Prony. Si G est le poids que l'on doit appliquer à un bras de levier de l m pour que le dynamomètre soit en équilibre, le travail transmis exprimé en chevaux-vapeur est:

$$N = \frac{\pi n l}{30 \cdot 75} G = 0{,}001396\, n l G ,$$

où n représente le nombre de tours par minute. Pour ne pas avoir à tenir compte du poids du levier et du plateau de la balance, on les équilibre avant l'opération.

Dans le cas de grandes vitesse et puissance, les freins à ruban donnent de bons résultats.

Pour les *recherches au moyen de l'indicateur*, voir chap. IV de cette partie.

I. MOTEURS ANIMÉS

A. L'effet ou la quantité de travail produite par un moteur animé est maximum pour une force moyenne, une vitesse moyenne et un temps moyen de travail. Soient :

L le travail journalier maximum d'un moteur animé, en *kgm*.

P la force employée pour produire ce travail, en *kg*,

v la vitesse correspondante, en m par seconde,

t le temps de travail journalier, en secondes, correspondant à L ; on a :

$$L = Pvt .$$

B. Si la vitesse avec laquelle le moteur travaille n'est pas v, mais

*) Pour la comparaison des chevaux-vapeur des différents pays v. appendice.

v' et si le temps de travail journalier est t', la force P' est à prendre d'après les formules suivantes:

$$\text{d'après Gerstner } P' = \left(2 - \frac{v'}{v}\right)\left(2 - \frac{t'}{t}\right) P,$$

$$\text{d'après Maschek } P' = \left(3 - \frac{v'}{v} - \frac{t'}{t}\right) P,$$

cette dernière formule est la plus employée.

C. Tableau sur le travail L, la force P, etc., de moteurs animés, pour un travail de 8 heures = 28800 secondes.

Moteurs sans et avec machines	P kg	v m	Travail par seconde. kgm	$L = 28800 Pv$. kgm	Moteurs sans et avec machines	P kg	v m	Travail par seconde. kgm	$L = 28800 Pv$. kgm
Homme s. m.	15	0,8	12	345600	*Cheval* s. m.	60	1.25	75	2160000
» avec levier	5	1,1	5,5	158400	» attelé à manège.	45	0,9	40,5	1166400
» avec manivelle... ..	10	0,8	8	230400	*Bœuf* s. m...	60	0,8	48	1382400
» avec manège	12	0,6	7,2	207360	» attelé à manège.	65	0,6	39	1123200
» agissant sur roues à chevilles ou à tambour					*Mulet* s. m..	50	1,1	55	1584000
					» attelé à manège.	30	0,9	27	777600
					Ane s. m....	40	0,8	32	921600
vers le bas à 24°	12	0,7	8,4	241920	attelé à manège.	14	0,8	11,2	322560
au niveau de l'axe	64	0,15	9,6	276480					

II. MOULINS A VENT

Pour le calcul des moulins à vent, voir deuxième partie, VI Aérodynamique *p.* 222.

Pour la plupart des contrées, $v = 6,3$ à 8 *m* par seconde. — Il est convenable de prendre cette vitesse pour base des calculs. On place toujours l'arbre de la roue du moulin à vent de manière qu'il fasse un angle de 6° à 15° avec l'horizontale; on assujettit à cet arbre quatre ailes formées de deux volants de 19 à 22 *m*. La distance de la latte la plus intérieure à l'axe comporte en général 1,57 *m*; la distance entre les lattes consécutives jusqu'à l'extrémité des ailes est de 0,4 à 0,47 *m*. Comme l'indique la formule page 222, la latte la plus intérieure (première latte à partir de l'axe) doit faire un angle de 63° avec la direction du vent et, la latte la plus extérieure, ou celle à une distance de 9,5 de l'axe, doit faire avec la même direction un angle de 30° 40′. On prend 2 mètres pour la largeur de l'aile en son milieu. Les moulins à pile (moulin à vent ordinaire), ont ordinairement une longueur de 6 à 7 *m* et une

largeur de 5 à 5,6 *m*. On excentre le poteau du moulin à vent ordinaire de 0,47 *m*, ou d'environ $\frac{1}{15}$ de la profondeur totale.

Dans sa partie carrée, le poteau a de 0,6 à 0,8 *m* d'équarissage, et est formé par des bois mi-plats de 0,3 sur 0,15 *m*; il est carré jusqu'à la selle, c'est-à-dire sur une longueur de 3 *m*, et il est rond dans sa partie supérieure. La selle (siège) est composée de pièces en bois durs d'environ 0,26 sur 0,42 *m*. Le pivot, à l'extrémité supérieure du poteau, est long de 0,13 *m* et a un diamètre de 0,21 *m*. Les poutres d'assemblage reposant sur la selle, mesurent 0,31 sur 0,47 *m*.

Afin que la pression se répartisse uniformément sur le pivot et sur les poutres d'assemblage, la poutre recevant la crapaudine doit pouvoir fléchir de 13 *mm*. Cette poutre mesure 0,63 *m* d'équarissage; les colonnes ou poteaux des angles du moulin ont 0,24 sur 0,26 *m* de côté; la grosse poutre soutenant l'arbre du volant et portant les coussinets principaux a une section carrée de 0,42 *m* de côté; celle portant la crapaudine est aussi carrée et mesure 0,36 *m* de côté.

La distance verticale de l'arête supérieure du plancher jusqu'à la plate-forme des meules est d'environ 2,8 *m*: de là jusqu'à l'arête supérieure du châssis, on prend 3 *m*. On peut compter annuellement sur 250 jours de travail.

III. MOTEURS HYDRAULIQUES *)

A. ROUES HYDRAULIQUES

Dans ce qui suit:

H représente la chute, en *m*,

Q le volume d'eau, en m^3, s'écoulant par seconde,

$N_a = 13{,}333\ QH$ le travail théorique ou absolu de l'eau, en chevaux-vapeur,

N_n le travail ou effet utile de la roue, en chevaux-vapeur,

$\eta = \frac{N_n}{N_a}$ le rendement de la roue,

R le rayon extérieur de la roue, en *m*,

a la hauteur de la couronne de la roue, ou différence entre le rayon extérieur et le rayon intérieur, de cette couronne, en *m*,

b la largeur de la roue, ou dimension des augets ou des aubes mesurée parallèlement à l'axe, en *m*,

v la vitesse à la circonférence de la roue, en *m* par seconde,

c la vitesse avec laquelle l'eau atteint la circonférence de la roue,

$\varepsilon = \frac{Q}{abv}$ le coefficient de remplissage ou d'introduction, c'est-à-dire le rapport du volume Q de l'eau entrant par seconde dans la roue, à celui engendré par les augets.

μ le coefficient de dépense (v. Hydrodynamique, p. 179),

g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81\ m$.

*) Pour les déversoirs, canaux, etc., v. Hydrodynamique, p. 201.

**) D'après Redtenbacher.

a. Considérations générales.

1. *Détermination de* ε, *a* et *b*. On a coutume de prendre pour les roues à aubes :

$$\varepsilon = \tfrac{1}{3} \text{ à } \tfrac{1}{2}\,; \qquad \frac{b}{a} = 1{,}75\sqrt[3]{N_a}\,;$$

pour les roues à augets :

$$\varepsilon = \tfrac{1}{5} \text{ à } \tfrac{1}{3}\,; \qquad \frac{b}{a} = 2{,}25\sqrt[3]{N_a}\,.$$

On trouve alors : $b = \sqrt{\dfrac{Q}{\varepsilon v}\left(\dfrac{b}{a}\right)}$.

(Pour les roues Poncelet, les valeurs de *a* et de *b* sont indiquées dans *b*. 7.)

a se prend habituellement entre les limites suivantes :

pour les roues en dessus et par derrière $a = 0{,}25$ à $0{,}30\ m$,
» » de côté..... $a = 0{,}30$ à $0{,}40\ m$,
» » à choc..... } $a = 0{,}30$ à $0{,}50\ m$.
» » Poncelet..... }

On doit prendre la largeur de la roue de 5 à 10 *cm* plus grande que celle de la veine ou lame fluide affluente.

2. *Le nombre des bras de la roue* se prend à peu près égal à $2(1 + R)$.

3. *Le nombre des aubes* ou des augets est à peu près égal à

$$\frac{2\pi R}{0{,}2 + 0{,}7a}\,.$$

4. *Le jeu entre les aubes et le coursier* comporte :
pour les roues en bois de 2 à 2,6 *cm*,
pour les roues en fer de 1,3 à 2 *cm*.

5. *Le poids* de la roue (d'après Grashof) peut être posé égal à

$$G = 1000\,\frac{N_n}{n\varepsilon}\ kg.$$

où *n* représente le nombre de tours par minute.

b. Détermination des dimensions et construction des roues.

1. *Roues en dessous* (fig. 306) :

$\eta = 0{,}30$ à $0{,}35$;

$Q = \dfrac{N_n}{4H}$ à $\dfrac{N_n}{4{,}67H}$; $\qquad v = 0{,}4\sqrt{2gH} = 1{,}77\sqrt{H}$; *)

$R = 2$ à $4\ m$.

*) Voir tableau, p. 152.

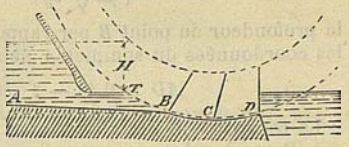
Inclinaison du plan AB par rapport à l'horizontale $= \frac{1}{20}$.

Angle que fait la vanne avec l'horizontale $= 60°$.

La hauteur de l'eau dans le canal de fuite ou de décharge correspond à celle du point T.

On détermine la direction des aubes de telle sorte qu'en passant au point D elles soient verticales.

Fig. 306.



2. *Roues avec coursier à contre-courbe, ou roues à goitre et vanne de barrage* (fig. 307) :

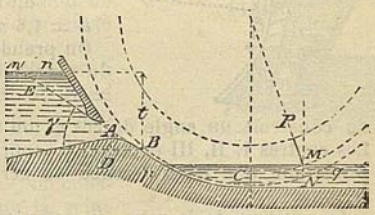
$\eta = 0{,}40$ à $0{,}50$;

$Q = \frac{N_n}{5{,}33H}$ à $\frac{N_n}{6{,}67H}$;

$v = 2\ m$;

$R = 1{,}5H$ à $2{,}5H$.

Fig. 307.



Le point le plus bas C de la roue est situé à $\frac{1}{2}\ a$ au-dessous du niveau moyen pq du canal de fuite ; la profondeur du point B au-dessous du niveau le plus bas mn du canal d'arrivée est :

$$t = 0{,}8 \text{ à } 0{,}94\ m.$$

Les coordonnées du sommet A de l'entrée parabolique sont

$$BD = t \sin 2\gamma \quad \text{et} \quad AD = t \sin^2 \gamma.$$

L'angle γ doit être choisi de telle sorte que la tangente BE de la parabole coupe la circonférence de la roue sous un angle d'environ 15 à 25°. Ordinairement $\gamma = 35$ à $40°$.

On obtient une forme convenable pour les aubes en menant par le point M (intersection du cercle, ayant pour centre celui de la roue et pour rayon $R - \frac{1}{4}\ a$, avec la ligne pq) une ligne verticale MN et une ligne MP de direction radiale.

L'inclinaison de la vanne sur l'horizon est d'environ 60°.

3. *Roues à aubes avec entrée en déversoir* (fig. 308) : Fig. 308.



$\eta = 0{,}60$ à $0{,}65$;

$Q = \frac{N_n}{8H}$ à $\frac{N_n}{8{,}67H}$;

$v = 1{,}4\ m$; $\quad R = 1{,}25H$; à $1{,}5H$.

La profondeur t du sommet A du déversoir parabolique au-dessous du niveau de l'eau dans le bief supérieur est :

$$t = \left(\frac{Q}{\mu b \sqrt{2g}}\right)^{\frac{3}{2}}, \qquad \mu = 0{,}44;$$

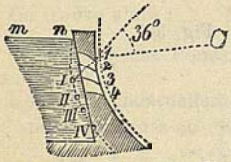
la profondeur du point B par rapport au même niveau $= 0{,}46\ m$, et les coordonnées du sommet A de l'entrée parabolique sont:

$$AD = 0{,}46 - t \quad \text{et} \quad BD = 2\sqrt{t\,(0{,}46 - t)}.$$

La construction des aubes est la même que dans 2.

4. *Roues à aubes avec vanne à coulisses* (fig. 309).

Fig. 309.



$\eta = 0{,}65$ à $0{,}70$;

$$Q = \frac{N_n}{8{,}67H} \text{ à } \frac{N_n}{9{,}33H};$$

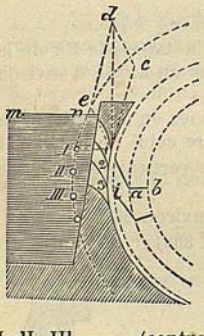
$v = 1{,}6\ m$; $\quad R = H$;

On prend le point 1 à $0{,}3\ m$ au-dessous du niveau maximum mn: on fait $12 = 23 = 34\ldots = \frac{1}{3}\ a$: au-dessus du rayon $1\,C$ on construit un angle de 36° et on fait $1\,1 = II\ 2 = III\ 3 = 0{,}8\ a$. Les centres I, II, III donnant la courbure des surfaces d'entrée sont situés sur une circonférence de cercle ayant pour centre celui de la roue.

La position de la roue, du coursier et des aubes est la même que dans 2.

5. *Roues par derrière à augets avec vanne à coulisses* (fig 310).

Fig. 310.



$\eta = 0{,}60$ à $0{,}70$;

$$Q = \frac{N_n}{8H} \text{ à } \frac{N_n}{9{,}33H};$$

$v = 1{,}5\ m$; $\quad R = \frac{2}{3}\ H$;

On prend $0{,}3m$ pour la distance t du point 1 au-dessous du niveau maximum mn; on porte sur la tangente à la directrice au point 1 une distance $1\,c = v$, et l'on prend

$$1d = \sqrt{2gt} = 2{,}5\ m,$$

alors ae est parallèle à cd. (Les points i, a et b sont situés sur un même rayon; on prend $ab = \frac{1}{2}\ a$).

On élève ensuite $1\,I = a$ perpendiculaire à $1\,d$; on fait $12 = 23 \ldots = 0{,}4\ a$. Les points I, II, III. . . . (centres de courbure des directrices) sont tous sur un cercle passant par I et ayant pour centre celui de la roue; on a $1\,1 = 2\,II = 3\,III\ldots = a$. Le niveau maximum de l'eau dans le canal inférieur est tangent à la circonférence extérieure de la roue.

6. *Roues en dessus* (fig. 311) :

$\eta = 0{,}60$ (pour de petites chutes) à 0,75 (pour de grandes chutes) ;

$$Q = \frac{N_n}{8H} \text{ à } \frac{N_n}{10H}.$$

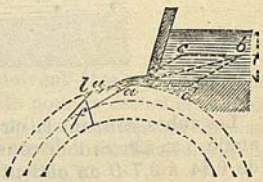
$$v = 1{,}5m ; \qquad R = \tfrac{1}{2}\left(H - 4\frac{v^2}{2g}\right).$$

La profondeur t du point a au-dessous du niveau le plus bas dans le canal supérieur est égale à

$$4\frac{v^2}{2g} ; \quad a_1 l = \tfrac{1}{4} a a_1 ; \quad lf = \tfrac{1}{2} a ;$$

les points l et f sont situés sur une droite passant par le centre de la roue. Pour trouver la direction de l'auget au point a, on doit faire usage de la construction suivante :

Fig. 311.



On porte $ad = v$ sur la tangente en a au cercle extérieur de la roue, on prend à partir de a une longueur $ab = c$ en grandeur et en direction : ac parallèle à bd donne la direction cherchée. Pour trouver la direction de $ab = c$, on construit la parabole que forme la veine d'eau en sortant du canal supérieur, on mène la tangente à cette parabole au point où elle coupe la roue : cette tangente donne la direction cherchée de $ab = c$.

7. *Roue Poncelet* (fig. 312) ;

$$\eta = 0{,}70 \text{ à } 0{,}75$$

$$Q = \frac{N_n}{9{,}33H} \text{ à } \frac{N_n}{10H} ;$$

$$v = 0{,}55\sqrt{2gH} = 2{,}44\sqrt{H} ;$$

$$R = 2H ;$$

$$b = \frac{5{,}26Q}{H\sqrt{2gH}} \text{ pour roues en bois,}$$

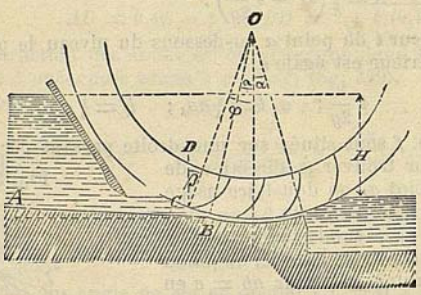
$$b = \frac{6Q}{H\sqrt{2gH}} \text{ pour roues en fer.}$$

L'eau en arrivant à la roue coupe la circonférence de celle-ci sous un angle de 20°.

On prend pour la largeur de la roue de $\frac{3}{4} R$ jusqu'à R ; la hauteur de la couronne de la roue $a = 0{,}476$ à $0{,}509\ H$ ou à peu près égale à $\frac{1}{4} R$, ; le pas des aubes $= 0{,}3\ H$; le nombre des aubes $= 42$; la profondeur ou épaisseur de la veine d'eau immédiatement en avant de la roue $=$ de $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{5} H$, cette épaisseur ne doit jamais descendre au-

dessous de 0,1 m; la profondeur de l'eau, dans le canal de fuite, immédiatement en arrière de la roue $= 0{,}6\,H$; l'inclinaison de AB sur l'horizontale est de 3°. L'angle au centre correspondant à la partie courbe du coursier est $\alpha = 15°$.

Fig. 312.



Les aubes coupent la circonférence extérieure de la roue sous un angle $\beta = 23°$. Si l'on construit cet angle sur CO et si l'on prend CD de 0,44 à 0,7 H on obtient le centre D de l'arc de cercle donnant pour les aubes une forme convenable.

La chute pratique maxima est 1,7 m et le rayon maximum de la roue environ 3 m.

B. TURBINES

On peut classer les turbines suivant plusieurs points de vue:

a) D'après le mode d'action de l'eau, en *turbines d'action* et *turbines de réaction*, les premières se subdivisant à leur tour en turbines à *filets d'eau libres* et à *filets d'eau forcés* *).

b) Suivant la manière dont l'eau entre dans la roue, en *turbines à pleine injection* et en *turbines à injection partielle*.

c) Suivant la position de la roue, en *turbines verticales* et *turbines horizontales*.

d) Suivant la manière dont l'eau traverse la roue en *turbines axiales* et *turbines radiales*. Si les turbines axiales sont horizontales, elles se subdivisent en *turbines en dessus* et *turbines en dessous* suivant que l'eau entre dans la roue par dessus ou par dessous ; et les turbines axiales se subdivisent en *turbines intérieures* et *turbines extérieures* suivant que l'eau entre par l'intérieur ou par l'extérieur de la roue.

*) Les turbines, brevet Lehmann, sont des turbines pouvant travailler alternativement avec veines forcées et avec veines libres.

RENDEMENT.

Pour les turbines bien construites, le rendement moyen $\eta = 0{,}75$. Pour des chutes moyennes et faibles, on a exceptionnellement $\eta = 0{,}8$.

D'après les expériences de J.-C.-B. Lehmann, les résistances hydrauliques, la perte due à la sortie de l'eau de la turbine et le frottement de l'arbre, comportent respectivement les chiffres suivants :

pour turbines axiales.....: 12, 3, 3 % } du travail
pour turbines radiales, l'eau entrant à l'intérieur: 14, 7, 2 % } théorique absolu
pour turbines radiales, l'eau entrant à l'extérieur: 10, 6, 2 % } de l'eau.

Par conséquent, les rendements maxima de ces 3 genres de turbines seraient respectivement $\eta = 0{,}82$, 0,77 et 0,82.

PIVOTS.

Les pivots, d'après J.-C.-B Lehmann, doivent être chargés : 1° de 0, 7 à 1 *kg* par mm^2, de la surface frottante pour le cas où la crapaudine est en acier fondu trempé, avec lentilles mobiles en bronze, 2°. de 0,3 à 0,4 *kg* par mm^2, pour le cas de tourillons cannelés et 3° de 0,25 *kg* par mm^2, pour le cas de grains en gaïac *).

EMPLOI DES TURBINES.

Dans le cas où l'on doit tirer le plus grand travail possible d'une certaine quantité d'eau, on doit, en général, faire usage de turbines à moins que les circonstances permettent l'installation de roues en dessus d'un grand diamètre.

Les turbines font un plus grand nombre de tours et exigent en général des rapports de vitesse moindres que les autres roues hydrauliques. Comme les turbines ne travaillent avec un rendement élevé que pour une vitesse déterminée et que ce rendement diminue d'une manière sensible lorsque la vitesse devient plus grande ou plus petite que cette vitesse d'établissement, il s'en suit que ce genre de roues est moins recommandable lorsque, par suite de grandes variations dans la résistance des machines, il se produit d'importantes perturbations dans la vitesse.

La diminution de rendement se remarque mieux dans les turbines d'action à libre déviation que dans celles à filets d'eau forcés ; c'est dans les turbines de réaction qu'elle est la moins sensible.

Toutes les turbines exigent de l'eau pure, débarrassée de glaçons, car sans cela elles s'obstruent et s'endommagent.

*) Voir partie VI, chap. III. Tourillons et pivots, p. 395.

CHOIX DU GENRE DE TURBINES.

Dans le choix du genre de turbines que l'on doit faire dans un cas donné, il ne suffit pas de tenir compte des considérations précédentes, il faut encore tenir compte des niveaux de l'eau par rapport à la turbine.

Si le niveau de l'eau dans le bief inférieur est peu variable, on peut employer avec avantage les turbines d'action à veines d'eau libres. La turbine doit alors rester toujours tout entière au-dessus du niveau de l'eau dans le bief inférieur.

Dans le cas où une hausse d'eau est à redouter, il faut toujours employer des turbines à veine d'eau forcée, car une crue d'eau pourrait porter obstacle à la libre sortie de l'eau de la turbine. Pour des quantités d'eau peu variables, on peut recommander les turbines de réaction ; pour des quantités d'eau très variables, dont le minimum doit être utilisé avec le moins de perte en travail possible, il faut employer des turbines d'action, à cause de la facilité de réglage. Ces dernières peuvent, sans changer leur rendement, devenir des turbines à injection partielle et être réglées par la plus ou moins grande section d'entrée de l'eau dans la turbine, tandis que dans les turbines de réaction, l'injection partielle étant en principe défectueuse, le réglage ne peut se faire que par variation des sections des aubes.

Une turbine de réaction a, pour une chute déterminée, une vitesse périphérique d'autant plus grande que le degré de réaction est plus élevé. La vitesse périphérique est ainsi toujours plus grande que celle d'une turbine, l'action ayant la même chute. Si la chute est égale à H et si la turbine est exclusivement une turbine de réaction, la vitesse périphérique est $v_r = 4{,}43\sqrt{\frac{H}{2}}$; si la turbine est exclusivement une turbine d'action, elle est égale à $v_a = \frac{4{,}43\sqrt{H}}{2}$; ainsi :

$$v_r : v_a = \sqrt{2} : 1 = 1{,}41 : 1.$$

En réalité le rapport $\frac{v_r}{v_a}$ est toujours plus petit que celui mentionné, parce qu'on ne peut obtenir ni une pure action, ni une pure réaction. Dans les turbines à *plusieurs couronnes concentriques* on peut, par un choix convenable du degré de réaction, avoir dans chaque couronne, une vitesse périphérique proportionnelle à son diamètre de manière que le nombre de tours de la turbine reste le même, que l'on fasse travailler une seule couronne ou plusieurs couronnes simultanément. Dans le cas de deux couronnes seulement, il est convenable d'auber la couronne extérieure comme une turbine de réaction, et l'intérieure, comme une turbine d'action ; lorsque l'eau est en petite quantité, on fait travailler la couronne de réaction et lorsque la quantité d'eau est variable, on fait travailler la couronne d'action. Les turbines de réaction peuvent travailler par chute aspirante, ce qui n'a pas lieu avec les turbines d'action.

CHOIX DES ANGLES, DES DIMENSIONS ET DES VITESSES.

Dans ce qui suit :

H désigne la chute utilisée, en m,

Q la quantité d'eau, en m^3, qui traverse la roue par seconde,

n le nombre de tours de la roue par minute,

N le travail utile de la turbine, en chevaux-vapeur,

η le rendement de la turbine $= 0{,}075 \dfrac{N}{HQ}$,

i_d le nombre des aubes de la roue directrice,

i_m le nombre des aubes de la roue motrice,

δ le degré d'injection, c'est-à-dire le rapport de l'arc suivant lequel l'eau entre dans la roue à la circonférence totale de celle-ci.

Vitesses en m par seconde :

c est la vitesse absolue avec laquelle l'eau quitte la roue directrice (distributeur),

w la vitesse absolue avec laquelle l'eau sort de la roue motrice,

u_1 la vitesse relative avec laquelle l'eau entre dans la roue motrice,

u_2 la vitesse relative avec laquelle l'eau quitte la roue motrice,

u_m la vitesse relative de l'eau en un point quelconque de la roue motrice,

v_1 la vitesse périphérique moyenne de la roue du côté de l'entrée de l'eau,

v_2 la vitesse périphérique moyenne de la roue du côté de la sortie de l'eau.

Les *mesures* suivantes sont exprimées en mètres :

R_1 désigne le rayon moyen de la surface annulaire ou cylindrique suivant laquelle l'eau entre dans la roue motrice,

R_2 le rayon moyen de la surface annulaire ou cylindrique suivant laquelle l'eau sort de la roue motrice,

a la largeur intérieure des aubes du distributeur à la sortie de l'eau,

a_1 la largeur intérieure des aubes à l'entrée de la roue motrice,

a_2 la largeur intérieure des aubes à la sortie de la roue motrice,

a_m la largeur intérieure des aubes de la roue motrice, entre l'entrée et la sortie de l'eau,

} dans les turbines axiales, ces largeurs sont mesurées radialement; dans les radiales, axialement.

b, b_1, b_2, b_m les distances correspondantes entre deux aubes consécutives, mesurées normalement à a, a_1, a_2, a_m et à la tangente à l'aube au point considéré,

s_d l'épaisseur minima des aubes dans la roue directrice,

s_m l'épaisseur minima des aubes dans la roue motrice,

d le diamètre du tuyau d'arrivée de l'eau dans la turbine.

Angles :

α désigne l'angle aigu que la veine d'eau forme avec la tangente à la roue à la sortie du distributeur,

β l'angle aigu ou obtus, que la trajectoire relative de l'eau fait à son entrée dans la roue motrice avec la partie de la tangente à la roue ayant pour direction celle du mouvement de la turbine,

δ l'angle aigu que la trajectoire relative de l'eau forme à sa sortie de la roue motrice avec la tangente à la roue.

Les *sections des aubes* sont exprimées en mètres carrés et sont mesurées suivant des plans perpendiculaires aux courbes des aubes.

S représente la somme de toutes les sections de sortie de l'eau de la roue fixe,

S_1 la somme de toutes les sections d'entrée de l'eau dans la roue mobile,

S_2 la somme de toutes les sections de sortie de l'eau de la roue mobile.

Pour que l'eau entre dans la roue mobile sans choc, il faut qu'en portant en grandeur et en direction les vitesses c, v_1 et u_1 les unes à la suite des autres, on forme un triangle fermé. Ceci a lieu lorsque l'équation suivante est remplie :

$$u_1^2 = c^2 + v_1^2 - 2 v_1 c \cos \alpha .$$

Pour que l'eau quitte la roue motrice avec la vitesse absolue la plus petite possible, il faut que $u_2 = v_2$; c'est-à-dire,

$$w = 2 v_2 \sin \frac{\delta}{2} .$$

Ces deux conditions peuvent être remplies simultanément, lorsque la relation fondamentale (vraie pour tous les genres de turbines) :

$$\underline{c v_1 \cos \alpha = gH} \quad \text{est satisfaite.}$$

On prend en général α entre 15° et 30° ; on choisit cet angle d'autant plus grand que l'on est forcé d'obtenir un plus petit diamètre pour la turbine et d'autant plus petit que l'on veut obtenir un rendement plus grand.

Les valeurs de α inférieures à 10° et supérieures à 45° sont exceptionnelles.

Par le choix du rapport de c à v_1, par exemple $\frac{c}{v_1} = 1$, on détermine le degré de réaction ; ou, ce qui revient au même, on peut déterminer ce degré de réaction par le simple choix de l'angle β ; en général, pour les turbines de réaction, on prend β de 90° à $90° + \alpha$ et pour les turbines d'action, $\beta = 2\alpha$. Parfois aussi v_1 est donné, alors c et β se trouvent en même temps.

1. Turbines de réaction.

Pour $c = v_1$, $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$ et

$$c = \sqrt{\frac{gH}{\cos \alpha}},$$

$$u_1 = 2c \sin \frac{\alpha}{2},$$

$$u_2 = v_2 = \frac{R_2}{R_1} v_1 = \frac{R_2}{R_1} c.$$

Pour les turbines axiales, en général $R_2 = R_1$

Alors on peut aussitôt calculer :

$$S = \frac{Q}{c} \quad \text{et} \quad S_2 = \frac{Q}{u_2}.$$

Si on introduit la valeur de S dans l'expression générale de la section :

$$a\,(2\pi R_1 \sin \alpha - i_d s_d) = S.$$

On peut, des quatre quantités R_1, a, i_1 et s, en choisir trois et tirer de l'égalité la valeur de la quatrième.

Parfois pour des raisons d'espace, ou par suite d'un nombre de tours exigé, on détermine R_1 au moyen de l'égalité $R_1 = \frac{30\, v_1}{\pi n}$.

Si ce n'est pas le cas, on peut choisir le rapport $\frac{a}{R_1}$ et le remplacer dans la formule ci-dessus. Pour les turbines axiales, on pose $\frac{a}{R_1} = 0{,}2$ à $0{,}4$; pour turbines radiales extérieures, on prend $\frac{a}{R_1} = 0{,}25$ à $0{,}3$ et $\frac{a}{R_2} = 0{,}25$ à $0{,}3$ pour les turbines radiales intérieures.

On peut choisir i_d entre 15 et 25 et $s_d = 0{,}003 + \frac{a}{100}$. Alors R_1 est la seule inconnue de l'équation du second degré :

$$2\pi R_1^2 \left(\frac{a}{R_1}\right) \sin \alpha - R_1 \left(\frac{a}{R_1}\right) i_d s_d = S.$$

Si avec cette équation, on obtient pour R_1 une valeur incommode, trop grande ou trop petite, il faut recommencer le calcul de $\frac{a}{R_1}$ en prenant pour α ou $\frac{a}{R_1}$ des valeurs respectivement plus grandes ou plus petites.

Si pour la valeur maxima qui puisse être admise pour R_1, on

obtient pour la largeur a une valeur trop grande, il faut alors prendre une turbine à double couronne ou bien encore, on peut construire deux turbines. La roue motrice a de $\frac{4}{3}$ à $\frac{3}{2}$ fois le nombre d'aubes de la roue directrice.

On prend l'épaisseur des aubes s_m plus petite que s_d.

L'angle δ se calcule d'après l'équation :

$$a_2 (2\pi R_2 \sin \delta - i_m s_m) = S_2$$

Mais auparavant il faut admettre a_2 et R_2. Pour les turbines axiales, on prend habituellement $R_2 = R_1$, pour les turbines radiales, environ $R_2 = 0{,}7\ R_1$ ou $R_2 = \frac{R_1}{0.7}$ suivant que l'eau arrive dans la turbine par l'extérieur ou l'intérieur.

Comme nous l'avons vu, on doit prendre

$$w = 2v_2 \sin \frac{\delta}{2},$$

alors $\frac{w^2}{2gH}$ représente la partie non utilisée du travail théorique c'est-à-dire la perte de travail due à la sortie de l'eau. Cette perte sera d'autant plus petite que δ et v_2 seront eux-mêmes plus petits. Pour la même chute cette perte est la même dans une turbine d'action que dans une de réaction lorsque les sinus des angles δ de ces deux turbines sont entre eux dans le rapport inverse des vitesses v_2 correspondantes ; c'est-à-dire dans le rapport approché $\sqrt{2} : 1$.

Les hauteurs de la roue fixe et de la roue mobile peuvent être prises de 1,5 à 2 fois le pas des aubes dans ces roues respectives.

CONSTRUCTION DES AUBES DANS LES TURBINES AXIALES DE RÉACTION

L'accélération très considérable que doit avoir l'eau dans une turbine de réaction, lorsqu'elle parcourt les aubes de la roue motrice, dépend des sections successives des canaux. Ces sections doivent, par conséquent suivre une certaine loi. Afin d'obtenir une forme convenable pour les aubes, on peut faire l'hypothèse suivante *).

On suppose que si la hauteur de la roue motrice est divisée en un certain nombre de parties égales, les carrés des vitesses absolue et relative de l'eau varient, en passant de l'une à l'autre de ces parties, de quantités égales depuis l'entrée de l'eau dans la turbine jusqu'à sa sortie.

De cette manière, l'eau perd pour des hauteurs égales des quantités égales de sa force vive.

Divisons, par exemple, la hauteur de la roue en n parties égales ; la différence du carré des vitesses absolues dans deux divisions voi-

* D'après Vallet.

sines sera $\frac{c^2 - w^2}{n-1}$. Dans la m^{me} division, à partir du haut de la roue, le carré de la vitesse absolue sera par conséquent :

$$c_m^2 = c^2 - (m-1)\frac{c^2 - w^2}{n-1}.$$

Le carré de la vitesse relative dans la m^{me} division à partir du haut, sera pour la même raison :

$$u_m^2 = u_1^2 + (m-1)\frac{u_2^2 - u_1^2}{n-1}.$$

Lorsque les vitesses relatives et absolues de l'eau sont trouvées dans chaque division de la roue, il est à remarquer, qu'en chaque point ces vitesses forment, avec la vitesse connue de la roue v, un triangle qui détermine les angles que font entre elles ces différentes vitesses, et par conséquent détermine la direction de ces vitesses.

Si l'on porte les directions des vitesses relatives les unes à la suite des autres, on obtient une ligne brisée qui, remplacée par une courbe continue, peut être considérée comme la forme théorique des aubes.

La largeur du canal formé par deux aubes consécutives quelconques, en supposant $a_m = a_1$, est :

$$b_m = b_1 \frac{u_1}{u_m}.$$

cette largeur est supposée mesurée normalement à la courbe théorique des aubes.

Si l'on calcule b_m pour quelques points, et si l'on décrit sur ces bm comme diamètres des cercles dont les centres se trouvent sur la courbe théorique tracée, ces cercles sont tangents aux parois réelles des canaux. Les aubes de la roue directrice peuvent être construites au moyen des mêmes principes.

Souvent, on considère les surfaces des aubes, dans les roues motrice et directrice comme des surfaces héliçoïdales générales ou pour mieux dire comme des surfaces réglées ayant pour génératrice une droite continuellement perpendiculaire à l'axe de la roue et comme courbe directrice la courbe des aubes construite pour le rayon moyen de la turbine ; mais il est préférable de développer exactement les aubes pour plusieurs points de la largeur de la roue et faire passer les surfaces des aubes par la courbe engendrée de cette façon. (Voir construction des aubes dans les turbines d'action.)

CONSTRUCTION DES AUBES POUR LES TURBINES RADIALES DE RÉACTION.

Dans ce cas, pour faire application du même principe hypothétique que précédemment, on divise la dimension radiale de la couronne de la roue en un certain nombre de parties égales et par les

points de division, on fait passer des circonférences de cercles. Supposons de nouveau n divisions égales, alors dans la m^{me} division, à partir de l'extérieur pour les turbines recevant l'eau par l'extérieur et dans la m^{me} division à partir de l'intérieur pour les turbines recevant l'eau par l'intérieur, les carrés des vitesses c_m^2 et u_m^2 se calculent exactement de la même manière que dans les turbines axiales. Dans chaque division, les vitesses périphérique, relative et absolue portées les unes à la suite des autres pour former le triangle dont nous avons déjà parlé, déterminent l'élément des aubes correspondant à cette division ; tandis que les grandeurs des vitesses relatives u_m déterminent en chaque point la largeur des canaux mesurée normalement à la courbe moyenne des aubes. Les aubes elles-mêmes sont des surfaces cylindriques dans lesquelles les génératrices sont parallèles à l'axe et dans lesquelles les lignes directrices sont les courbes des aubes.

Les turbines de réaction sans appareil directeur, ne s'emploient plus guère à cause de leur mauvais rendement ($\eta = 0{,}5$ à $0{,}6$).

2. Turbines d'action.

Ici c est la vitesse correspondant à presque toute la hauteur de chute H. On prend dans les turbines d'action à filets forcés (canaux tout à fait remplis par l'eau)

$$c = 0{,}8\sqrt{2gH} \quad \text{à} \quad 0{,}85\sqrt{2gH};$$

pour les turbines d'action à libre déviation

$$c = 0{,}9\sqrt{2gA} \quad \text{à} \quad 0{,}95\sqrt{2gH}.$$

L'excès de pression entre les deux roues est, par conséquent, très faible. Il est égal à 0 lorsque,

$$c = \sqrt{2g(H - h)}.$$

où h représente la hauteur du jeu au-dessus du niveau dans le bief inférieur.

D'après la relation fondamentale (v. p. 498), la vitesse périphérique moyenne d'entrée est :

$$v_1 = \frac{gH}{c \cos \alpha};$$

de plus on a :

$$u_1^2 = c^2 + v_1^2 - 2v_1 c \cos \alpha \quad \text{ou bien}$$

$$u_1 = \sqrt{c_1^2 + v_1^2 - 2gH}.$$

et comme nous l'avons vu, on doit prendre

$$u_2 = v_2 = v_1 \frac{R_2}{R_1}.$$

Ici comme dans les turbines de réaction

$$S=\frac{Q}{c}, \quad S_2=\frac{Q}{u_2}.$$

Le reste du calcul est le même pour les turbines d'action que pour celles de réaction.

Si, pour des valeurs suffisamment petites de δ et de $\frac{a_1}{R_1}$, on obtient pour R_1 une valeur trop petite, c'est-à-dire un nombre de tours trop considérable, il faut construire une turbine à injection partielle alors pour obtenir le nouveau rayon, on divise celui trouvé pour la turbine à pleine injection par le rapport d'injection. L'injection partielle facilite le nettoyage et la surveillance.

Dans les turbines d'action à veine d'eau forcées, ainsi que dans les turbines de réaction, on ne peut obtenir le passage régulier de la vitesse u_1 à la vitesse u_2 que par le choix convenable des sections successives des canaux.

La vitesse de l'eau traversant les canaux, qui, dans le cas qui nous occupe, doit être à peu près constante, peut être obtenue par des contre-aubes (cloisons dorsales), ou par un étranglement spécial de la couronne.

Dans les turbines d'action à filets d'eau libres (turbines Girard), les filets d'eau ne remplissent pas complètement les canaux formés par les aubes et ces filets sont soumis à une pression inférieure à celle de l'atmosphère. Dans ce cas, il est nécessaire d'avoir des ouvertures de ventilation, lesquelles sont pratiquées dans la couronne et laissent entrer l'air de l'extérieur.

Afin que l'on puisse prendre l'angle de sortie le plus petit possible, c'est-à-dire pour que la perte produite par la sortie de l'eau de la roue $\frac{\omega^2}{2gH}$ soit la plus petite possible, on a soin d'élargir la couronne du côté de la sortie ; à cet effet, on prend :

$$\frac{a_1}{a_2}=\frac{1}{2} \text{ à } \frac{1}{3},$$

pour

$$\frac{a_1}{R_1}=0{,}1 \text{ à } 0{,}25.$$

La hauteur de la roue motrice pour les turbines axiales, ou la différence $(R_2 - R_1)$ pour les turbines radiales, se prend égale de 1,5 à 2 fois le pas des aubes.

La roue distributrice peut être prise en général un peu moins haute que la roue motrice sans que pour cela, l'eau soit moins bien conduite. Cependant, certains procédés de réglage exigent parfois une plus grande hauteur de la roue fixe.

Pour la *construction des courbes des aubes*, on peut prendre exactement la même que celle que nous avons indiquée pour les turbines de réaction.

Il est cependant bon, dans les turbines axiales, de développer la surface totale des aubes de telle manière que la trajectoire absolue d'une tranche d'eau comprise entre deux rayons consécutifs soit divisée en deux parties (surfaces) symétriques par le plan tangent au cylindre moyen au point d'entrée de cette tranche dans la turbine. (Le cylindre moyen est celui ayant pour courbe directrice la circonférence du cercle moyen du côté de l'entrée de l'eau dans la turbine.) Par là, il sera possible d'éviter l'entraînement de l'eau dans le sens du mouvement de la roue, entraînement qui, en lui-même, occasionne déjà une certaine perte de travail, mais qui est surtout pernicieux parce qu'il porte obstacle au libre mouvement de la veine d'eau le long des aubes.

Supposons que l'on ait dessiné sur le plan tangent au cercle d'entrée moyen, la trajectoire absolue du fil d'eau moyen. Cette courbe, avec l'axe de la turbine comme axe de rotation, détermine une surface de révolution qui est le lieu géométrique des trajectoires absolues ainsi que des trajectoires relatives de tous les fils d'eau moyens. C'est par conséquent sur cette surface que doit être portée la courbe moyenne des aubes et non, comme on le fait encore, sur le cylindre de la turbine.

Au point où la largeur de l'aube est a_m et la vitesse relative u_m, l'épaisseur de la veine est

$$b_m = \frac{u_2 a_2 b_2}{u_m a_m}.$$

Le profil non symétrique de la couronne se trouve immédiatement : il est formé par les deux surfaces de révolution ayant pour génératrices, l'une la courbe des aubes la plus extérieure, et l'autre la courbe des aubes la plus intérieure.

IV. MACHINES A VAPEUR

A. CHAUDIÈRES

Voir l'appendice de cet ouvrage pour ce qui concerne les lois relatives à la fabrication, à l'établissement et à l'épreuve des chaudières à vapeur. Pour la détermination de l'épaisseur des parois et du diamètre, voir pages 257 et 260.

a. Notations.

Soient :

M la quantité d'eau d'alimentation, en *kg* par seconde,

B la quantité de combustible, en *kg* par heure,

S la surface de chauffe totale de la chaudière, en m^2 ; dans les chaudières à circulation, $S = s_1 + s_2$ où s_1 représente la surface de vaporisation proprement dite et s_2, la surface de réchauffement,

R la surface totale de la grille, en m^2,

H la puissance calorifique *) du combustible, en calories,

L_0 la quantité d'air, en *kg*, qui théoriquement est nécessaire pour la combustion complète de 1 *kg* de combustible,

$L = nL_0$ la quantité d'air, pratiquement nécessaire, en *kg*; (on prend $n =$ de 1,3 à 3, en moyenne $n = 2$),

$G = (1 + L)\ B$ le poids, en *kg*, des produits gazeux engendrés dans une heure de combustion,

$c = 0{,}244$ la chaleur spécifique de ces produits gazeux,

T_0 la température **) de ces gaz au-dessus de la grille du foyer; $T_0 = \frac{\xi_1 H}{c\,(1 + L)}$, où ξ_1 représente le coefficient de combustion (ordinairement $\xi_1 = 0{,}9$),

T_1 la température des gaz à l'extrémité de la surface de vaporisation proprement dite,

T_2 la température de ces gaz lorsqu'ils abandonnent la chaudière,

$\xi_2\ c\ G\ (T_0 - T_2)$ la chaleur totale abandonnée à la chaudière ; ξ_2 est un coefficient tenant compte des pertes de chaleur (habituellement $\xi_2 = 0{,}9$),

t_1 la température de l'eau d'alimentation,

w la température de l'eau correspondant à la pression absolue dans la chaudière,

$q_1 = 1{,}013\ (w - t_1)$ la *chaleur du liquide* q_1 c'est-à-dire la chaleur qu'il faut fournir à 1 *kg* d'eau d'alimentation pour élever sa température jusqu'à celle de la chaudière,

$r = 607 - 0{,}708w$ la chaleur latente de vaporisation pour 1 *kg* d'eau ayant une température de $w°$,

x la quantité d'eau accompagnant 1 *kg* de vapeur,

$r_1 = r\ (1 - x)$ la chaleur latente de vaporisation réelle pour 1 *kg* d'eau à $w°$,

$\lambda_1 = r_1 + q_1$ la quantité de chaleur totale exigée par 1 *kg* d'eau d'alimentation,

$M\lambda_1$ la quantité de chaleur horaire totale absorbée par la chaudière,

k le coefficient de conductibilité, c'est-à-dire la quantité de chaleur

*) Pour la puissance calorifique des combustibles et la quantité d'air nécessaire à la combustion, voir la partie de cet ouvrage traitant de la métallurgie, chap. II, combustibles.

**) Toutes les températures sont données en degrés centigrades.

qui entrerait dans la chaudière par heure et par m^2 de surface de chauffe, si la température des gaz combustibles était supérieure de 1° seulement à celle de l'eau dans la chaudière.

D'après Redtenbacher k est en moyenne égal à 23 calories pour les chaudières qui ont servi pendant quelque temps. Lorsque la chaudière est nettoyée, k est de 30 à 50 °/₀ supérieur au nombre de calories qui vient d'être indiqué.

Dans les réchauffeurs avec forte incrustation et dépôts importants, particulièrement pour une basse température des gaz, k descend jusqu'au dessous de 10 calories.

b. Calcul de la surface de chauffe des chaudières.

1. Dans les chaudières *sans* réchauffeur à contre courant, on a :

$$S = \frac{M\lambda_1}{k} \frac{2,3}{T_0 - T_2} \log \frac{T_0 - w}{T_2 - w},$$

ou bien d'après G. Schmidt :

$$S = \frac{M\lambda_1}{17,4k\,[4,5 + 3a + (1,36 + 0,2a)\,b]},$$

où $$a = \frac{T_2 - w}{100}, \quad b = \frac{T_0 - w}{100},$$

et pour $$k = 23, \quad \lambda_1 = 600, \quad \frac{\lambda_1}{17,4k} = 1,50.$$

2. Dans les chaudières *avec* réchauffeur :

$$s_1 = \frac{Mr_1}{k} \frac{2,3}{T_0 - T_1} \log \frac{T_0 - w}{T_1 - w},$$

formule dans laquelle :

$$\frac{T_1 - T_2}{T_0 - T_2} = \frac{q_1}{\lambda_1} \quad \text{ou bien} \quad T_1 = T_2 + (T_0 - T_2)\frac{q_1}{\lambda_1}.$$

De plus :

$$s_2 = \frac{Mq_1}{k\Delta}; \quad \text{où } \Delta = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + w}{2}$$

représente la température moyenne du réchauffeur.

3. Si un appareil quelconque destiné à économiser du combustible, en réchauffant l'eau d'alimentation, utilise la température des produits gazeux de T_2° à T_3° et s'il élève la température de l'eau d'alimentation de t_0 à t_1 ; la surface de chauffe de cet appareil sera (en posant $q_0 = t_1 - t_0$) :

$$s_3 = \frac{Mq_0}{k\Delta_1}, \quad \text{où } \Delta_1 = \frac{T_2 + T_3}{2} - \frac{t_1 + t_0}{2}.$$

Dans ces formules $k = 10 - 15$ pour les réchauffeurs avec tubes en fonte, $k = 15 - 20$ pour les réchauffeurs en tôle ; ces chiffres supposent que les appareils peuvent facilement être nettoyés.

4. Dans le calcul des surfaces devant surchauffer de la vapeur, il

faut tenir compte de la quantité d'eau entraînée avec cette vapeur, et qui doit tout d'abord être vaporisée, ce qui nécessite r cal. par kg, de cette eau.

Pour surchauffer 1 kg de vapeur sèche de 1° C, il faut $c = 0{,}48$ calorie. D'après des expériences de Hirn, $k = 10$ à 15 cal. par m^2 de surface surchauffée (pour tuyaux en fonte) par heure et par degré de différence de température.

Si, dans le but de sécher la vapeur, on dirige un courant de flamme sur le réservoir à vapeur, la surface de réchauffement n'a bientôt plus aucune action, à cause des cendres.

c. Rendement et dimensions pour un travail déterminé.

1. Le *rendement* d'une chaudière est :

$$\eta = \frac{M\lambda_1}{BH} = \xi_1\xi_2 \frac{T_0 - T_2}{T_0}, \quad \text{où ordinairement } \xi_1\xi_2 = 0{,}8.$$

2. Le *degré de vaporisation* est :

$$\frac{M}{B} = \eta \frac{H}{\lambda_1} = \xi_1\xi_2 \frac{T_0 - T_2}{T_0} \frac{H}{\lambda_1}$$

En général :

1 kg	de	houille	vaporise	4,0—9,0 kg d'eau,
1 »		coke	»	4,7—5,8 »
1 »		lignite	»	2,0—4,5 »
1 »		bois	»	2,5—3,6 »
1 »		tourbe	»	1,5—2,5 »
1 »		paille	»	1,5—2,0 »
1 »		tannée	»	1,0—1,1 »

D'après la formule ci-dessus, on voit que la grandeur de la vaporisation ne dépend pas seulement de la puissance calorifique du combustible.

Le tableau suivant (d'après G. Schmidt), montre l'influence favorable d'une haute température dans le foyer, et de la grandeur de la chaudière sur le degré de vaporisation.

Les chiffres suivants ont rapport à de la houille de moyenne qualité; H a été pris égal à 6300.

Pour $T_0 = 1000°$				Pour $T_0 = 1300°$			
T_2 en °C	$M:S$	$M:B$	$B:S$	T_2 en °C	$M:S$	$M:B$	$B:S$
250	13,33	6,38	2,09	250	16,36	6,86	2,38
300	15,48	5,95	2,60	300	18,83	6,54	2,88
400	18,83	5 10	3,69	400	22,62	5,83	3,87

D'après l'inspection des valeurs des rapports
$M : S =$ vaporisation par m^2,
$M : B =$ vaporisation par kg de charbon,
et $B : S =$ nombre de kg de charbon par m^2 de surface de chauffe,
on conclut que pour de bonnes dispositions du foyer (c'est-à-dire pour une haute température initiale), des surfaces de chauffe relativement petites, donnent encore d'assez bons résultats pour ce qui concerne la vaporisation.

3. *Rapport entre la surface de chauffe et le nombre de chevaux-vapeur.*

D'après l'expérience on prend 1,5 à 1 m^2 de surface de chauffe par cheval-vapeur. Cette indication ne doit être prise en considération que dans les machines non économiques où les frais d'installation des chaudières doivent être réduits à leur minimum. Il est plus rationnel, dans la détermination de la surface de chauffe, de tenir compte de la *quantité de vapeur* dépensée et aussi du genre de combustible employé. La dépense de vapeur ou d'eau d'alimentation comporte en moyenne par cheval-heure effectif les chiffres suivants :

dans les meilleures machines à deux cylindres.....	7,5 à 10 *kg.*
» » » à condensation à un cylindre.....	9 à 12 *kg.*
» les machines ordinaires de Woolf.....	10 à 15 *kg.*
» » à condensation à un cylindre.... .	12 à 16 *kg.*
» » à détente sans condensation.....	16 à 25 *kg.*
» » sans détente, sans condensation...	20 à 40 *kg.*

d. Foyers des chaudières.

1. *Grandeur de la surface de la grille.*

Le plus logique est de déterminer la surface de la grille d'après la quantité de combustible à brûler ; pour cela on peut faire usage des données suivantes :

Chaque mètre carré de la surface totale de la grille brûle par heure :

60— 70 *kg* de houille,
90—110 *kg* de lignite,
80—100 *kg* de bois ou de tourbe,
55— 70 *kg* de coke,

Il faut, d'après v. Reiche, prendre dans tous les cas le rapport de l'espace libre à la surface totale de la grille le plus grand possible.

Ordinairement la surface libre de la grille est prise :
du $\frac{1}{3}$ au $\frac{1}{4}$ de la surface totale pour la houille, le lignite et le coke,
du $\frac{1}{5}$ au $\frac{1}{6}$ pour le bois et la tourbe

Les chiffres ci-dessus donnant la quantité de combustible dépensé en fonction de la surface de la grille, supposent qu'il passe par le foyer la quantité d'air double de

la quantité théorique nécessaire à la combustion complète, et que cette quantité d'air passe par l'espace libre de la grille avec une vitesse $v = 1\ m$ par seconde. Lorsque le tirage est très fort, la combustion est forcée, et la quantité de combustible brûlé par m^2 de la grille peut devenir double de celle indiquée ci-dessus.

Dans les tirages artificiels (comme dans les locomotives), v peut aller jusqu'à 5,3 m par seconde, et la combustion par m^2 de la grille peut atteindre 200 à 300 kg par heure.

2. Le tableau suivant *) donne la manière dont varie, pour les chaudières cylindriques ordinaires, le rapport de la surface de la grille à la surface de chauffe suivant le genre et le traitement de la chaudière.

Traitement des chaudières.	1 kg charbon produit vapeur	Par heure: 1 m^2 de surface de chauffe: consomme charbon	1 m^2 de surface de chauffe: produit vapeur	1 m^2 de surface de grille brûle charbon	Rapport surf. de chauf. / surf. de grille	Tension de la vapeur en	Combustible.
	kg	kg	kg	kg		atm	
très ménagées.....	9	1,11	10	40— 60	36—54	4,5	Bonne houille de Westphalie.
ménagées	8	2,08	16,66	60— 80	29—38	—	
un peu forcées	7	3,33	23,33	80—100	24—30	—	
surmenées	6	5	30	100	20	—	
de locomobiles....	5	6	30	192	32	4,7	
de locomotives....	8	5	40	230	46	10	
très ménagées.....	3,3	3,3	10	100	33	4,5	Lignite de qualité moy.
ménagées	3	5,6	16,66	100—200	18—36	—	
un peu forcées	2,7	8,7	23,33	200—300	23—34	—	
surmenées	2,3	12,8	30	300—450	23—35	—	

La supposition habituelle que 1 kg de vapeur est produit en une minute par 2,5 m^2 de surface de chauffe (24 kg de vapeur par m^2 et par heure) exige par conséquent un feu un peu forcé.

3. *Règles de construction. La largeur de la grille* peut aller jusqu'à 1,5 m mais ne doit en tout cas pas dépasser 2 m. La *longueur* de la grille peut aller jusqu'à 2 m et ne doit pas dépasser 2,2 m. La *distance de la grille* à la chaudière doit au moins être égale à 350 mm, et lorsque c'est possible on doit la prendre supérieure à 600 mm.

Barreaux de grille *). α) Pour les houilles grasses et pour celles à résidu très fusible, on prend : longueur $l \lessgtr 1\ m$; épaisseur : en haut = 20 mm, en bas = 15 mm; écartement entre barreaux : dans la partie supérieure de la grille 17 à 20 mm; dans la partie inférieure 22 à 25 mm; hauteur des barreaux au milieu de leur longueur = 0,1 l + 25 mm, aux points d'appui, 35 mm.

β. Pour la houille non grasse et pour le lignite sans résidu fusible : longueur = 275 à 325 mm; épaisseur à la partie supérieure = 6 mm, à la partie inférieure

*) D'après v. Reiche.

= 4 *mm*; distance entre deux barreaux consécutifs : en haut 3 *mm*, en bas 5 *mm*; hauteur des barreaux en leur milieu = 75 *mm*, en leurs points d'appui 30 *mm*.

γ. Pour les combustibles ayant des propriétés intermédiaires, on choisit des dimensions intermédiaires. Pour le charbon gras, on emploie des barreaux de grille comme ceux indiqués dans β., cependant toujours rivés 4—6 ensemble.

Porte du foyer :

à un battant 300—350 *mm* de largeur, 250—300 *mm* de hauteur,
à deux battants 450—530 » » 300—350 » »

On prend pour la profondeur du cendrier 0,8 — 1 *m*. Si la section du courant de flamme est égale à l'espace libre de la grille, et si la section au-dessus du pont de chauffe (autel) en est les 3/5 au 4/5, celui-ci doit être situé de 130 à 200 *mm* au-dessous de la chaudière.

4. *Murage des chaudières* (v. partie XIII, de cet ouvrage).

5. *Cheminées* (comparer avec la XIII[e] partie de cet ouvrage).

Soient :

$t°$ *C* la température dans la cheminée,

$t°_1$ *C* la température atmosphérique extérieure,

d le diamètre ou le côté du carré de la section intérieure de la cheminée, en *m*,

h la hauteur de la cheminée au-dessus de la grille du foyer, en *m*,

l le chemin total parcouru par les produits gazeux de la grille du foyer jusqu'à la cheminée, en *m*.

v la vitesse, en *m*, par minute, de l'air passant par la grille.

Les produits de la combustion s'échappent hors de la cheminée avec la vitesse (en *m* par minute) :

$$v_1 = 6{,}28 \sqrt{\frac{(t - t_1)\, hd}{4{,}08d + 0{,}016\,(h + l)}},$$

d'où

$$h = \frac{4{,}08d + 0{,}016l}{40\,\dfrac{d\,(t - t_1)}{v_1^2} - 0{,}016}.$$

Pour les cheminées en maçonnerie, dans la plupart des cas, $t - t_1 = 285°$ C; la section de l'ouverture égale les $\frac{3}{5}$ de l'espace libre de la grille ; de là, on peut déterminer *d*. Le volume de l'air sortant est en moyenne 2 $\frac{1}{4}$ fois plus grand que celui de l'air entrant, par conséquent :

$$v_1 = \frac{5}{3} \cdot 2^1/_4\, v = 3^3/_4 v$$

si $v = 60$ *m* par minute, $v_1 = 225$ *m*. Alors, dans ce cas :

$$h = 18{,}1 + \frac{18{,}1 + l}{14{,}07d - 1}.$$

Si la cheminée est commune à plusieurs chaudières, *l* est la somme de tous les chemins et *d* doit correspondre à la somme des surfaces de toutes les grilles.

G. Schmidt donne la formule empirique :

$$h = \left(\frac{0{,}02\,M}{1 + 0{,}003\,M}\right)^2, \quad d = 0{,}22 + 0{,}02\sqrt{M}$$

où M est la quantité d'eau d'alimentation en kg par heure; cette formule n'est applicable que dans le cas d'une basse température dans la cheminée.

D'après v. Reiche, la section intérieure de la cheminée est égale à $\frac{1}{4}$ de la surface totale de la grille pour chauffage à la houille et à $\frac{1}{6}$ de la même surface pour chauffage au lignite. La hauteur de la cheminée ne doit pas être inférieure à celle des bâtiments, etc., environnants, toujours supérieure à 16 m; on la prend à peu près égale à 25 fois le plus petit diamètre.

Le fruit du fût de la cheminée doit comporter 3 °/₀. Le diamètre intérieur au bas de la cheminée est $d + \frac{1}{60}\,h$.

L'épaisseur de la cheminée à sa partie supérieure $= \frac{1}{2}$ brique pour $d < 1$ m, et $=$ brique *) pour $d > 2$ m.

D'étage en étage de 5 à 8 m de hauteur, en marchant de haut en bas, l'épaisseur de la cheminée augmente d'une demi-brique. L'épaisseur au bas de la cheminée égale celle au haut $+ \frac{1}{30}\,h$.

Le tuyau de la cheminée doit arriver de 0,6 à 0,8 m, au dessous de l'ouverture d'échappement.

Les cheminées en tôle (employées dans le cas de mauvais fondements, de manque de temps ou de construction provisoire), ont une épaisseur de 2 mm dans la partie supérieure, et de 5 mm dans la partie inférieure; pour une hauteur de 20 m, l'épaisseur de la tôle dans la section la plus basse est les $\frac{4}{3}$ de celle dans la section supérieure.

Stabilité des cheminées. Si p kg est la pression du vent par m^2 sur une surface plane, la pression par m^2 de la projection verticale de la cheminée est :

0,65 p pour une cheminée octogonale, et
0,5 p » » circulaire.

Si r désigne le rayon extérieur de la cheminée, en m, G le poids, en kg, de la masse de la maçonnerie reposant sur cette section, S la projection, en m^2, de la surface qu'offre cette masse à l'action du vent, s la distance, en m, du centre de gravité de S à la section considérée, on a :

$Gr = 0{,}65\,pSs$ pour les cheminées à huit pans,
et $Gr = 0{,}5\,pSs$ pour les cheminées rondes.

D'après v. Reiche, la cheminée ne doit pas tomber avant que la pression p soit égale ou supérieure à 300 kg (c'est-à-dire le coefficient de sécurité doit être environ égal à 3).

e. Proportion des différentes parties des chaudières.

1. Pour le *système de chaudière* à adopter dans un cas déterminé, il faut tenir compte de l'espace disponible et de la quantité de vapeur à engendrer.

2. *Le volume d'eau* doit être aussi *grand* que possible dans une marche essentiellement continue, ainsi que dans le cas où, de temps

*) 1 brique = environ 25 cm.

en temps, il est exigé, pendant une courte durée, une très grande quantité de vapeur. Par contre, on prend le volume d'eau aussi *petit* que possible lorsque la marche est interrompue souvent et longtemps et lorsque la pression exigée doit être engendrée le plus promptement possible.

3. *La chambre ou réservoir de vapeur* a pour effet d'empêcher l'eau vésiculaire d'être entraînée par la vapeur ; ce réservoir doit, par conséquent, être grand pour de soudaines et fréquentes prises de vapeur.

4. *La grandeur de la surface de l'eau* en contact avec la vapeur a de l'influence sur le pour-centage d'eau entraînée avec la vapeur.

Les chaudières ordinaires, celles à tubes flambeurs et à réchauffeurs produisent de 40 à 100 *kg* de vapeur par heure et par m^2 de la surface d'eau; ces chaudières donnent de la vapeur contenant de 3 à 6 °/₀ d'eau pour un chauffage normal. Une plus grande production de vapeur par m^2 de la surface du niveau de l'eau, a pour résultat de livrer de la vapeur contenant une quantité d'eau trop considérable, ce qui nécessite des appareils séparateurs, dessécheurs, ou des surfaces surchauffées.

5. *Le volume d'alimentation* (c'est-à-dire l'espace compris entre le niveau de l'eau le plus bas et le niveau le plus haut) est l'élément le plus important pour le réglage de la marche de la chaudière ; on doit le faire aussi grand que possible dans le cas d'une dépense de vapeur très variable. Il faut prendre garde à ce que, pour le niveau supérieur de l'eau, la surface d'eau ne soit pas démesurément amoindrie.

Pour une marche ordinaire (interrompue la nuit), les chaudières de Cornwall (à un foyer intérieur) et celles de Fairbairn ou de Lancashire (à deux foyers intérieurs) sont des chaudières très recommandables.

Pour ces dernières, la « Steam User's Association de Manchester »*) a fixé les dimensions suivantes comme étant celles donnant les meilleurs résultats.

Diamètre de la chaudière = 2,13 *m*; longueur = 8 *m*, au maximum 9 *m*; largeur des feuilles de tôle = 1 *m*; coutures longitudinales (2 ou 3 sur la circonférence) à double rivure; épaisseur de la tôle 11 *mm* pour 5 atmosphères de pression et 13 *mm* pour 7 atmosphères (ces dimensions supposent que la tôle est d'excellente qualité, si ce n'est pas le cas, il faut prendre de 2 à 3 *mm* en plus); rivets = 20 *mm* de diamètre; distance entre les rivets d'une même file = 65 *mm*; distance entre les rivets de rangées différentes = 50 *mm* (v. p. 384).

Fonds. Epaisseur = 13 *mm* pour 5 atmosphères (14 *mm* pour 7 atmosphères); plats, un peu élastiques afin qu'ils puissent suivre la dilatation des tubes à feu qui sont reliés aux fonds au moyen de fers d'angle. Entre le fonds et la partie cylindrique de la chaudière, il doit y avoir 5 armatures servant d'entretoises dont le rivet d'assemblage, le plus bas, doit se trouver à 0,23 *m* au-dessus des tubes calorifères. Des entretoises longitudinales ne sont pas nécessaires.

Les deux *tubes calorifères* de 0,84 *m* de diamètre, sont à 0,1 *m* du manteau de la chaudière, et, à une distance de 0,13 *m* l'un de l'autre; épaisseur = 10 *mm* pour 5

*) V. *Engineering*, 1876, I., p. 370.

atmosphères, et 11 *mm* pour 7 atmosphères; dans le sens de la longueur, les tôles sont soudées (fer), ou bien elles sont reliées entre elles par une double rivure (acier). Les coutures transversales sont effectuées au moyen de brides extérieures.

Le mieux est de supprimer les dômes. *Trou d'homme* : partie supérieure diamètre = 0,4 *m*, bouchon ou couvercle en fer forgé de 20 à 22 *mm* d'épaisseur; forte bride boulonnée à la chaudière, par deux rangées de boulons. *Soupape de sûreté* : 100 *mm* de diamètre.— *Tuyau d'alimentation* débouchant latéralement en avant; il a dans l'intérieur de la chaudière une longueur de 4 *m*, les derniers 150 *cm* sont criblés de trous. — *Grille.* (Foyer intérieur), 1,8 *m* de long; barreaux en trois longueurs : 20 *mm* d'épaisseur; jeu entre deux barreaux consécutifs = 10 *mm*.

Maçonnerie. Les gaz en sortant des tubes passent par le carneau inférieur, qui a 1,06 *m* de large sur 0,6 *m* de haut, de là ils arrivent dans les carneaux latéraux qui ont une largeur de 0,15 *m* à leur partie supérieure (on peut aussi n'avoir que deux carneaux : les gaz en sortant des deux tubes, passent par l'un des carneaux et le retour s'effectue par le second carneau). On fait reposer la chaudière sur briques réfractaires; surface d'assise = 0,13 *m* de largeur.

Poids : pour 8 *m* long. environ 11000 *kg* pour 5 *atm.*; 13000 *kg* pour 7 *atm.*
» 9 *m* » 12000 » 5 » 14250 » 7 »

Surface de chauffe : environ 72 m^2 pour 8 *m* de long.
80 m^2 » 9 *m* »

Surface de grille : environ 3 m^2.

Quantité de charbon : environ 100 *kg* par heure et par m^2 de surface de grille.

7. On obtient approximativement le *poids* d'une chaudière à vapeur en ajoutant au poids obtenu en ne considérant que les dimensions théoriques de la chaudière, les 20 à 25 0/0 de ce poids pour les recouvrements des tôles, les cornières, les têtes des rivets, etc. Les supports se déterminent à part.

f. Garnitures des chaudières *).

1. Les *dômes de prise de vapeur* ont une hauteur et un diamètre de 0,6 *m* à 0,8 *m*; ils servent à purger la vapeur de l'eau qu'elle peut contenir **).

D'après Radinger, les *tuyaux* de conduite de vapeur doivent avoir pour section $\frac{Sc}{30}$, où S représente la section du piston et c la vitesse du piston en *m* par seconde; on peut cependant prendre cette section inférieure à celle donnée par cette formule.

Il faut, dans les tuyaux de conduite de vapeur, éviter les coudes brusques et incliner les tuyaux depuis la soupape d'arrêt jusqu'à la machine et là, au point le plus bas, disposer un robinet de purge.

2. Le *trou d'homme* est elliptique; largeur = 300 à 320 *mm*, longueur = 370 à 420 *mm*; on obtient la fermeture hermétique au moyen de 2 boulons de 26 à 29 *mm* passant au travers de deux pièces

*) Voir les considérations légales dans l'appendice.

**) L'eau d'alimentation doit déboucher au-dessous du niveau de l'eau de la chaudière.

arquées prenant appui sur les bords du trou. La bague en fer forgé rivée sur les bords doit au moins rendre la matière enlevée par le trou.

3. *Soupapes de sûreté, manomètre, appareil de retenue.* Pour les déterminations légales, voir l'appendice. En Prusse, une ordonnance qui n'est plus en vigueur prescrivait pour la soupape de sûreté *):

pour	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	*atm.*
	482	338	255	207	174	154	135	121	106	96	89	82	mm^2

de surface de soupape par m^2 de surface de chauffe.

Ce sont ces valeurs qui sont encore suivies par la plupart des constructeurs allemands.

4. *Tuyau de purge.* La chaudière et les bouilleurs ont une inclinaison de 5 à 10 *mm* par *m.* de longueur et possèdent, en leur point le plus bas, un tuyau de purge dont le diamètre $= \frac{1}{20} - \frac{1}{24}$ du diamètre de la chaudière.

5. *Niveau d'eau.* Il a un diamètre extérieur d'environ 16 *mm* et a au minimum 160 *mm* de long. Tous les tuyaux en fer aboutissant à la chaudière doivent pouvoir être fermés par un robinet et on doit également adapter un robinet à la partie inférieure du niveau d'eau pour pouvoir effectuer ou interrompre la communication avec l'atmosphère.

6. *Robinets de niveau d'eau.* L'un se trouve en regard du niveau minimum de l'eau dans la chaudière ; l'autre se trouve 80 *mm* au-dessus.

7. *Dépôts.* L'eau d'alimentation (eau de source) contient en général de 0,0001 à 0,0003 de parties solides (particulièrement des carbonates et sulfates de chaux, gypse). De l'eau contenant plus de 0,001 de matières solides ne peut pas être employée à l'alimentation. Pour purifier l'eau d'alimentation on peut se servir : 1° de soude (53 parties en poids de soude pure pour 68 parties de sulfate de chaux ou 84 parties de soude pour 63 parties de sulf. de chaux), 2° de lait de chaux (pour 50 parties de carbonate de chaux, on prend 28 parties de chaux vive) ; si l'eau ne contient que du gypse, on peut employer du chlorure de baryum.

*) En France, il faut deux soupapes, voir appendice; décret.

B. CALCUL DES MACHINES A VAPEUR (A MANIVELLES)

a. Machines à vapeur à double effet *).

REMARQUES THÉORIQUES.

Outre les notations

$$p,\ p',\ \frac{l_1}{l},\ p_i,\ f,\ f',\ m$$

dont la signification est donnée plus loin (page 525), nous introduirons les chemins relatifs du piston :

$\frac{l_2}{l}$ au commencement de la compression.

$\frac{l_3}{l}$ » » de l'avance à l'échappement.

$\frac{l_4}{l}$ » » de l'avance à l'admission.

de plus la quantité θ déterminée de telle manière que
la tension de la vapeur au commencement de l'admission $= (1+\theta)p$,
et la tension de la vapeur à la fin de l'admission $= (1-\theta)p$.

L'expression de la pression indiquée est :

$$p_i = fp - f'p'$$

formule dans laquelle, si l'on applique la loi de Mariotte

$$f = \frac{l_1}{l} + (1-\theta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right).\ln\frac{\frac{l_3}{l}+m}{\frac{l_1}{l}+m} + \tfrac{1}{2}(1-\theta)\frac{\frac{l_1}{l}+m}{\frac{l_3}{l}+m}\left(1-\frac{l_3}{l}\right) - \tfrac{1}{2}(1+\theta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right)\ldots 1)$$

$$f' = \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1-\frac{l_2}{l}+m\right).\ln\frac{1-\frac{l_2}{l}+m}{1-\frac{l_4}{l}+m} + 0{,}55\frac{1-\frac{l_2}{l}+m}{1-\frac{l_4}{l}+m}\left(1-\frac{l_4}{l}\right) - \tfrac{1}{2}\left(1-\frac{l_3}{l}\right)\ldots 1')$$

Ces formules sont tout-à-fait générales, et s'appliquent à une distribution de vapeur quelconque, y compris la distribution par coulisse, le coulisseau occupant une position quelconque.

Dans la distribution par coulisse, chaque position du coulisseau correspond à un rapport d'introduction $\frac{l_1}{l}$ déterminé, (depuis la pleine introduction jusqu'à l'introduction correspondant à la position moyenne du coulisseau dans la coulisse ; le rapport d'admission dans cette position moyenne comporte ordinairement 0,07 à 0,1).

---

*) D'après l'ouvrage original, non publié, du professeur Hrabak. *Hilfsbüch für Dampfmaschinen-techniker.* Reproduction interdite.

Pour chaque position du coulisseau $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ et $\frac{l_4}{l}$ prennent des valeurs spéciales correspondant à $\frac{l_1}{l}$.

Pour la détermination de ces valeurs, ainsi que de celles des coefficients f et f', il faudrait prendre pour base une coulisse à avance linéaire constante (Gooch ou autre) donnant une distribution de vapeur moyenne de la coulisse de Stephenson, d'une part avec bielles d'excentriques ouvertes et d'autre part avec bielles d'excentriques croisées.

Dans la détermination de $p_i = fp - f'p'$ au moyen des valeurs de f et f' données plus loin, il faut tenir compte de ce que p' n'est pas simplement proportionnel à p, mais qu'il varie à mesure qu'on s'approche du point O de la coulisse; de telle sorte qu'en ce point on a en général $fp = f'p'$ (ce phénomène a sa cause dans le laminage de la vapeur par les sections d'écoulement).

Dans les machines à distribution à détente, le rapport d'admission $\frac{l_1}{l}$ peut prendre des valeurs quelconques sans que pour cela les chemins relatifs du piston $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$, $\frac{l_4}{l}$ subissent de changement; c'est-à-dire les valeurs de ces trois rapports dans les formules 1) et 1') sont des constantes; en moyenne $\frac{l_2}{l} = 0{,}94$, $\frac{l_3}{l} = 0{,}96$, $\frac{l_4}{l} = 0{,}998$. La valeur de f' dans 1') dépend seulement de la grandeur m (espace nuisible); on a :

pour $m = 0{,}05$ ... .. $f' = 1{,}013$

pour $m = 0{,}025$ ..... $f' = 1{,}031$

L'expression générale 1) donnant f devient alors pour toutes les machines à un cylindre (à l'exception des machines à distribution par coulisse) :

$$f = \frac{l_1}{l} + \left(1 - \theta\right)\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left\{\ln \frac{0{,}96 + m}{\frac{l_1}{l} + m} + \frac{0{,}02}{0{,}96 + m}\right\} - 0{,}001\ (1 + \theta) \quad \ldots\ 2)$$

On peut dans certains cas avoir besoin de spécialiser cette formule en ne considérant que θ et m comme variables, de manière à connaître l'influence de ces deux quantités sur l'effet de la vapeur, ou bien dans d'autres cas on peut avoir besoin de cette formule pour étudier l'influence des chemises de vapeur.

On peut, en effet, dans les machines à enveloppe (sans faire usage d'une autre loi de détente), supposer, par suite du plus grand effet de la vapeur, que la quantité de vapeur détendue est plus grande que celle qui l'est en réalité, ce dont on tient compte en prenant pour m (espace nuisible) une valeur plus grande que la valeur réelle, et en même temps pour θ une valeur plus petite que celle correspondant aux machines sans chemise de vapeur.

Dans une machine à deux cylindres (Woolf ou Compound) la pression indiquée p_i réduite à la surface du piston du cylindre de détente peut toujours se réduire à la forme $p_i = fp - f'p'$ ou bien (comme f' est à peu près égal à 1) :

$$p_i = fp - p' ;$$

avec cette formule on pourra calculer la valeur numérique de p_i aussitôt que le rapport des volumes des deux cylindres $v = \frac{v}{v'}$ sera déterminé.

Le coefficient de tension f (qui dans ce cas est idéal) change de valeur suivant la grandeur v. Le même coefficient change aussi de valeur suivant que l'on a affaire à des machines avec ou sans réchauffeur. Ce que nous dirons par la suite s'applique aux machines à 2 cylindres sans réchauffeur (machines Woolf à pistons marchant dans le même sens ou en sens contraires) dans lesquelles la communication entre les cylindres est interrompue en des points déterminés des courses des pistons; quant aux anciennes machines Woolf dans lesquelles f a une valeur très petite par suite des fortes chutes de tension lors du passage de la vapeur du petit dans le grand cylindre, nous ne poursuivrons pas leur étude.

La consommation de vapeur dans une machine comprend la vapeur utilisée et les pertes de vapeur.

1. La vapeur utilisée en *kg* par heure est :

$$Q' = 3600\ Sc \left\{ \left(\frac{l_1}{l} + m \right) \gamma - 1{,}1 \left(1 - \frac{l_2}{l} + m \right) \gamma' \right\},$$

où γ représente le poids de 1 m^3 de vapeur d'admission et γ' celui 1 m^3 de vapeur d'échappement. Si on combine cette équation avec la relation :

$$N_i = \frac{10000}{75} Scp_i,$$

on obtient la dépense utile de vapeur par *cheval indiqué et par heure*,

$$C_i' = \frac{Q}{N_i} = \frac{27}{p_i} \left\{ \left(\frac{l_1}{l} + m \right) \gamma - 1{,}1 \left(1 - \frac{l_2}{l} + m \right) \gamma' \right\}.$$

Dans les distributions par coulisse, $\frac{l_2}{l}$ varie avec le degré d'introduction $\frac{l_1}{l}$; de même γ' varie dans une certaine limite avec p, tandis que γ est déterminé, dans tous les cas lorsque p lui-même est déterminé (voir tableau concernant la vapeur d'eau saturée d'après Fliegner, professeur à l'École Polytechnique fédérale de Zurich) *).

Dans les distributions ordinaires :

$$\frac{l_2}{l} = 0{,}94 \text{ et } \gamma' = \begin{cases} 0{,}660 \text{ sans condensation,} \\ 0{,}137 \text{ avec condensation} \end{cases}$$

Par conséquent, pour un même genre de machines, C_i' varie seulement avec p et $\frac{l_1}{l}$; plus loin se trouvent les valeurs numériques de ce C_i' correspondant à divers genres de machines.

2. *Les pertes de vapeur* sont engendrées d'une part par le refroidissement (à l'intérieur du cylindre et éventuellement dans l'enveloppe) et d'autre part par son passage au travers des garnitures du piston etc.; partant de ce point de vue, les pertes de vapeur se divisent en deux catégories.

La première catégorie de pertes de vapeur (celles produites par refroidissement) sont « en principe inévitables ». Pour déterminer ces pertes, l'auteur fait usage de la formule suivante pour toutes les machines à un cylindre (le coefficient variable dépend du degré de perfection de la machine) :

$$Q'' = 370 \text{ à } 460d\ (d + l)\ (p - p') \left(\frac{l_1}{l} + m \right),$$

où Q'' est donné en *kg* par heure.

Si $l = 2d$, on a dans ce cas spécial :

$$Q'' = 1110 \text{ à } 1380d^2\ (p - p') \left(\frac{l_1}{l} + m \right).$$

*) Voir chapitre chaleur, page 242.

Dans ce dernier cas (où $l = 2d$), on a, par cheval indiqué et par heure :

$$C_i'' = \frac{Q''}{N_i} = \frac{11 \text{ à } 14\,(p - p')\left(\frac{l_1}{l} + m\right)}{cp_i} \; kg.$$

Dans les machines à deux cylindres, il faut toujours prendre vm en place de m, et faire entrer dans toutes les formules le facteur 0,8.

Les formules précédentes ne tiennent pas compte des pertes de vapeur dues au refroidissement dans les conduites de vapeur, et à l'entraînement de l'eau vésiculaire hors de la chaudière.

Provisoirement, nous n'avions fait aucune différence entre les machines à un cylindre avec enveloppe et celles sans enveloppe. On doit, dans le cas d'une chemise tenir compte d'une économie directe de vapeur ; on peut prendre pour Q'', respectivement pour C_i'', dans le cas d'une machine sans enveloppe une valeur au maximum de 10 % supérieure, et dans le cas d'une machine avec enveloppe, une valeur au maximum de 10 % inférieure à celle donnée par les formules ci-dessus.

Les machines à deux cylindres ont habituellement une enveloppe de vapeur.

La deuxième catégorie de pertes de vapeur (Q''' *kg* par heure et C_i''' *kg* par cheval indiqué et par heure) dues au passage de la vapeur au travers de certains organes (variant essentiellement avec le genre des machines) est déterminée par l'auteur d'après une des formules de Völcker, Pour une marche satisfaisante et dans une machine à un cylindre, on peut prendre

$$Q''' = 240d\sqrt{p_i},$$

de là, on a

$$C_i''' = \frac{22}{\sqrt{N_i c}}.$$

Dans les machines à deux cylindres, on peut multiplier le second membre des formules qui viennent d'être données par un facteur variant entre 0,8 et 0,75.

Dans les très bonnes machines, ces pertes peuvent être diminuées considérablement et peuvent devenir la moitié et même inférieures à la moitié des valeurs que nous venons d'indiquer, tandis que dans les machines peu soignées, ces pertes peuvent devenir le double et même supérieures au double des mêmes valeurs.

Tableau I.

Valeurs moyennes des meilleurs rapports ou degrés d'admission, c'est-à-dire des rapports d'admission les plus avantageux au point de vue de l'économie pour le travail normal des machines à construire.

Les nombres entre parenthèses sont les degrés d'admission correspondant à la plus petite dépense de vapeur; ils peuvent être considérés comme les limites du meilleur degré d'admission normal.

(Tableau établi par A. Kâs.)

Pression absolue d'admission p en *atm.*	Machines sans condensation		Machines avec condensation		
			à un cylindre		à deux cylindres.
	avec distribution par coulisse	à distribution à détente	sans enveloppe.	avec enveloppe.	
$p = 3$	0,65—0,60 (0,59—0,55)	0,47—0,43 (0,41)	0,26—0,22 (0,15)	0,20—0,18 (0,11)	0,16—0,14 (0,125)
$p = 4$	0,53—0,46 (0,46—0,42)	0,39—0,33 (0,30)	0,20—0,17 (0,13)	0,15—0,13 (0,09)	0,12—0,11 (0,10)
$p = 5$	0,46—0,39 (0,40—0,35)	0,33—0,28 (0,25)	0,17—0,15 (0,12)	0,13—0,11 (0,075)	0,10—0,09 (0,085)
$p = 6$	0,40—0,31 (0,33—0,27)	0,28—0,22 (0,19)	0,15—0,13 (0,11)	0,11—0,09 (0,06)	0,09 - 0,08 (0,07)
$p = 8$	0,34—0,27 (0,28—0,23)	0,22—0,17 (0,135)	0,14—0,12 (0,095)	0,09—0,08 (0,05)	0,07—0,06 (0,055)
$p = 10$	0,29—0,23 (0,24—0,22)	0,18—0,13 (0,10)	—	—	—

Remarque. Les valeurs se rapprochant de la limite supérieure sont applicables aux petites machines ; celles dans le voisinage de la limite inférieure ont rapport aux grandes machines. On peut cependant, dans le cas d'un prix élevé du combustible et d'une marche ininterrompue de la machine, prendre le rapport d'admission un peu au-dessous des valeurs indiquées; par contre, on peut admettre un degré de détente plus grand que celui indiqué, dans le cas de combustibles peu coûteux et d'interruptions fréquentes de marche.

Tableau II.

Vitesses de piston usuelles c, en m par seconde, pouvant servir de base dans la construction d'une machine à vapeur de puissance déterminée N.

N en *ch.vap.*	Pression absolue d'admission p en *atm.*				
	3	4	6	8	10
3	0,89	0,99	1,13	1,24	1,35
6	0,97	1,07	1,23	1,35	1,47
10	1,02	1,14	1,31	1,43	1,56
20	1,13	1,24	1,42	1,55	1,67
40	1,25	1,37	1,55	1,69	1,82
70	1,42	1,52	1,68	1,82	1,95
100	1,51	1,62	1,78	1,92	2,05
200	1,70	1,84	2,05	2,18	2,31
300	1,81	1,96	2,20	2,35	2,50
400	1,90	2,06	2,31	2,47	2,63
600	2,02	2,20	2,47	2,66	2,83
1000	2,17	2,37	2,67	2,88	3,12

Coefficients de correction de c pour différentes valeurs du rapport $\frac{l}{d}$.

$\frac{l}{d}$	Coeff.
0,5	0,57
0,75	0,67
1,00	0,75
1,5	0,90
2,0	1,0
2,5	1,1
3	1,2
4	1,3
5	1,4

Remarque. Les données ci-dessus sont empiriques; on peut les arrondir, ou bien s'en écarter suivant les circonstances.

Tableau III.

Donnant les rendements indiqués provisoires η,
et les valeurs de $\frac{1}{\eta}$ pour les rapports d'admission usuels.

$\frac{N_n}{c}$	Machines sans condensation			Machines avec condensation					
				à un cylindre			à deux cylindres		
	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$
3	4,2	0,708	1,413	—	—	—	—	—	—
4	5,6	0,716	1,397	—	—	—	—	—	—
5	6,9	0,724	1,381	7,4	0,678	1,475	—	—	—
6	8,2	0,730	1,370	8,7	0,685	1,461	—	—	—
8	10,8	0,742	1,349	11,5	0,698	1,433	—	—	—
10	13,3	0,752	1,330	14,1	0,710	1,409	14,6	0,685	1,460
12	15,7	0,761	1,315	16,6	0,721	1,387	17,3	0,693	1,443
14	18,2	0,770	1,299	19,1	0,732	1,366	20,0	0,701	1,427
16	20.6	0,776	1,288	21,6	0,741	1,350	22,6	0,709	1,411
18	23,0	0,781	1,281	24,1	0,746	1,341	25,1	0,716	1,397
20	25,5	0,785	1,274	26,6	0,751	1,332	27,7	0,723	1,383
25	31,5	0,793	1,261	32,9	0,760	1,316	34,0	0,733	1,364
30	37,5	0,800	1,250	39,1	0,768	1,302	40,4	0,742	1,348
35	43,4	0,807	1,239	45,1	0,776	1,289	46,7	0,748	1,337
40	49,1	0,814	1,229	51,1	0,783	1,277	53,0	0,755	1,325
50	60,9	0,821	1,218	63,2	0,791	1,264	65,2	0,767	1,304
60	72,5	0,827	1,210	75,2	0,797	1,255	77,3	0,777	1,291
70	74,0	0,832	1,202	87,1	0,803	1,245	89,4	0,784	1,279
80	95,5	0,837	1,195	98,9	0,809	1,237	101,6	0,787	1,270
90	106,9	0,841	1,189	110,5	0,814	1,229	113,8	0,790	1,265
100	118	0,845	1,183	122	0,819	1,221	126	0,793	1,261
120	141	0,848	1,180	146	0,823	1,215	150	0,799	1,252
140	165	0,851	1,176	169	0,827	1,209	174	0,804	1,243
160	187	0,854	1,172	193	0,830	1,204	198	0,808	1,238
180	210	0,857	1,167	216	0,833	1,200	222	0,810	1,235
200	233	0,860	1,163	239	0,836	1,196	246	0,812	1,232
250	289	0,864	1,157	296	0,842	1,188	307	0,815	1,227
300	346	0,868	1,152	354	0,848	1,179	367	0,818	1,223
350	402	0,870	1,149	411	0,851	1,175	426	0,821	1,218
400	459	0,872	1,147	469	0,853	1,172	486	0,823	1,215
500	574	0,877	1,140	583	0,858	1,166	604	0,828	1,208
600	683	0,881	1,136	696	0,862	1,161	721	0,831	1,203
700	792	0,884	1,131	808	0,865	1,156	838	0,834	1,199
800	902	0,887	1,128	922	0,868	1,153	956	0,837	1,195
1000	1125	0,889	1,126	1149	0,870	1,149	1191	0,840	1,191
1500	1674	0,896	1,116	1711	0,877	1,140	1769	0,848	1,179
2000	2220	0,901	1,110	2268	0,882	1,134	2342	0,854	1,171

Tableau IV.

Valeurs des *coefficients de tension ou de pression* f et f' permettant d'obtenir la pression indiquée $p_i = fp - f'p'$.

a) Pour machines à *un cylindre*.

Rapport d'admission $\frac{l_1}{l}$	Avec distribution par coulisse *)		Avec distribution à détente (sans compression $f' = 0{,}024$)			
			sans condensation ($p' = 1{,}13$)		avec condensation ($p' = 0{,}21$)	
			sans enveloppe	avec enveloppe	sans enveloppe	avec enveloppe
	f	f'	valeurs de f			
0,8	0,937	1,004	0,950	0,954	—	—
0,7	0,893	1,024	0,919	0,925	—	—
0,6	0,839	1,055	0,875	0,883	0,867	0,883
0,5	0,773	1,095	0,816	0,827	0,807	0,827
0,4	0,693	1,146	0,740	0,753	0,731	0,753
0,333	0,629	1,185	0,678	0,692	0,668	0,692
0,3	0,593	1,206	0,643	0,658	0,633	0,658
0,25	0,535	1,239	0,584	0,600	0,575	0,600
0,20	0,468	1,270	0,517	0,535	0,508	0,535
0,15	0,391	1,275	0,440	0,460	0,432	0,460
0,125	—	—	0,397	0,418	0,390	0,418
0,10	—	—	0,351	0,373	0,344	0,373
0,07	—	—	—	—	0,283	0,314
0,05	—	—	—	—	0,239	0,270

Valeurs de f' pour les machines à un cylindre à distribution à détente dans le cas d'une *compression* notable de la vapeur se trouvant devant le piston (jusque dans le voisinage de la pression de la contre-vapeur).

Tension absolue d'admission p	f' pour mach. sans conden.	f' pour mach. avec conden.
$2^1/_2$	—	1,39
3	—	1,51
4	1,07	1,79
5	1,13	2,08
6	1,19	2,40
7	1,25	2,74
8	1,35	3,08
9	1,40	3,43
10	1,49	—
lorsque $m =$	0,05	0,025

b) Pour machines à *deux cylindres* et distribution (avec isolement opportun du cylindre de détente, afin d'éviter autant que possible les chutes de pression).

L'espace nuisible du cylindre de détente est supposé au maximum égal à 3 °/°.

Rapport d'admission réduit $\frac{l_1}{l}$	Machines de Woolf sans réservoir (réchauffeur)				Machines avec rechauffeur (Woolf et compound)				
	Rapport approché v : V des volumes des cylindres								
	0,40	0,333	0,29	0,25	0,55	0,50	0,45	0,40	0,333
	Valeurs de f								
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,247	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

Dans les machines à condensation, on a encore dans ce cas $p' = 0{,}21$; sans compression (notable), $f' = 1{,}024$, en nombre rond $f'p' = 0{,}22$. Dans le cas d'une compression notable de la vapeur sous les pistons des deux cylindres (jusque près de la tension de la contre-vapeur), on a en moyenne :

pour $p =$	3	4	5	6	7	8	9
$f' =$	1,34	1,47	1,60	1,72	1,82	1,91	1,96

*) Dans les machines sans condensation à distribution par coulisse, on pose :

pour $p =$	3	4	5	6	7	8	9	10
$p' =$	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35

En outre, par rapport au point O de la coulisse, les valeurs de p' diminuent lorsque la position du coulisseau correspond à $p < 5$ et augmente lorsque la position du coulisseau correspond à $p > 6$.

Tableau V.

Tension r (*kg* par cm^2) correspondant au travail à produire *pour la marche à vide de la machine*, et coefficient μ du frottement additionnel.

Pour machine sans condensation :

$$r = r' + r'' \ldots \left(r' = 0{,}042\sqrt{p};\quad r'' = \frac{0{,}025}{d} \right).$$

Pour machine avec condensation :

$$r = r_c' + r_c'' \ldots \left(r_c' = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p};\quad r_c'' = \frac{0{,}045}{d} \right).$$

Machines	légères		moyennes			lourdes	
Pour une tension $p =$	3	4	5	6	7	8	10
» r' (sans condens.) =	0,073	0,084	0,094	0,103	0,111	0,119	0,133
» r_c' (avec condens.) =	0,112	0,125	0,137	0,148	0,157	0,166	0,183

Diamètre du piston d en m	r'' sans condens.	r_c'' avec condens.	Machine à 1 cylindre		Machine à 2 cylindres	
			μ	$\frac{1}{1+\mu}$	μ	$\frac{1}{1+\mu}$
0,12	0,208	—	0,212	0,825	—	—
0,14	0,179	—	0,204	0,831	—	—
0,16	0,156	0,281	0,197	0,836	—	—
0,18	0,139	0,250	0,190	0,841	—	—
0,20	0,125	0,225	0,183	0,845	0,217	0,822
0,25	0,100	0,180	0,170	0,855	0,198	0,835
0,30	0,083	0,150	0,157	0,864	0,181	0,846
0,35	0,072	0,129	0,147	0,872	0,168	0,856
0,40	0,063	0,113	0,138	0,879	0,156	0,865
0,45	0,056	0,100	0,130	0,885	0,146	0,873
0,50	0,050	0,090	0,122	0,891	0,137	0,880
0,55	0,046	0,082	0,117	0,895	0,129	0,886
0,60	0,042	0,075	0,112	0,900	0,122	0,891
0,70	0,036	0,064	0,101	0,908	0,110	0,901
0,80	0,031	0,056	0,092	0,916	0,100	0,909
0,90	0,028	0,050	0,086	0,921	0,096	0,912
1,00	0,025	0,045	0,079	0,927	0,093	0,915
1,20	0,021	0,038	0,077	0,928	0,087	0,920
1,40	0,018	0,032	0,075	0,930	0,083	0,923
1,60	0,016	0,028	0,073	0,932	0,079	0,927
1,80	0,014	0 025	0,071	0,933	0,078	0,928
2,00	0,013	0,023	0,070	0,935	0,077	0,929
2,50	0,010	0,018	0,066	0,938	0,074	0,931
3,00	0,008	0,015	0,063	0,941	0,071	0,934

Remarque Dans les bonnes machines, le coefficient μ est un peu plus petit que les valeurs indiquées. C'est dans l'estimation un peu haute de μ que repose la sûreté des calculs.

Tableau VI A.

Dépense en vapeur C_i (en *kg* par cheval-heure indiqué) correspondant au travail utile.

A. MACHINES SANS CONDENSATION.

a) Distribution par coulisse.

Remarque. Dans les machines soignées, la valeur de C_i' peut être en moyenne de 0,8 *kg* plus petite que les valeurs du tableau; par contre, dans les machines peu soignées, elle peut aussi être beaucoup plus grande que ces mêmes valeurs.

Rapport d'admission $l_1 : l =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
$p = 2\ ^1/_2$	22,6	22,0	22,3	—	—	—	—	—	—
3	19,6	18,6	18,0	18,2	—	—	—	—	—
$3\ ^1/_2$	17,8	16,8	15,9	15,4	15.5	—	—	—	—
4	16,7	15,6	14,7	14,0	13,7	13,7	—	—	—
$4\ ^1/_2$	15,9	14,8	13,9	13,0	12,6	12,4	—	—	—
$p = 5$	15,3	14,2	13,3	12,4	11,9	11,6	11,3	—	—
$5\ ^1/_2$	14,9	13,8	12,8	12,0	11,4	11,1	10,8	—	—
6	14,4	13,4	12,4	11,5	10,9	10,6	10,2	9,8	—
$6\ ^1/^2$	14,1	13,1	12,1	11,2	10,6	10,4	9,9	9,5	—
$p = 7$	13,9	12,8	11,9	10,9	10,3	10,2	9,6	9,2	8,8
8	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	9,6	9,2	8,8	8,5
9	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	9,4	8,9	8,5	8.2
10	12,9	11,9	11,0	10,1	9,4	9,1	8,7	8,3	8,0

b) Distribution à détente.

Remarque. Dans les machines soignées, la valeur de C_i' peut être en moyenne de 0,7 *kg* inférieure à celles du tableau.

Rapport d'admission $l_1 : l =$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p = 2\ ^1/_2$	21,7	20,4	19,5	19,5	20,4	21,5	—	—	—	—	—
3	18,6	17,3	16,3	15,6	15,6	15,8	16,6	—	—	—	—
$3\ ^1/_2$	16,9	15,6	14,5	13,7	13,3	13,5	14,3	17,0	—	—	—
4	15,8	14,6	13,5	12,7	12,1	11,9	11,9	12,1	13.3	—	—
$4\ ^1/_2$	15,0	13,8	12,7	11,8	11,3	11,1	10,8	10,9	11,4	12,2	—
$p = 5$	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	10,4	10,2	10,0	10,3	10,7	11,6
$5\ ^1/_2$	14,1	12,9	11,8	10,8	10,3	10,0	9,7	9,5	9,6	9,9	10,5
6	13,7	12,5	11,4	10,4	9,9	9,6	9,3	9,0	9,0	9,1	9,4
$6\ ^1/_2$	13,4	12,2	11,2	10,2	9,6	9,4	9,0	8,7	8,6	8,7	8,9
$p = 7$	13,1	12,0	10,9	9,9	9,4	9,1	8,7	8,4	8,2	8,2	8,4
8	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	8,0	7,7	7,7	8,0
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	7,7	7,4	7,3	7,3
10	12,1	11,1	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,5	7,1	7,0	6,9

Tableau VI B.

B. MACHINES AVEC CONDENSATION.

a) Machines à un cylindre (avec chemise de vapeur).

Remarque. Dans les machines à condensation sans chemise, la valeur de C_i' est supérieure aux valeurs données dans le tableau des quantités respectives écrites dans la dernière ligne des différentes colonnes; dans les machines soignées avec chemise, il faut, par contre, soustraire les mêmes quantités respectives; dans les machines soignées sans chemise, on peut diminuer les valeurs du tableau de 0,2 à 0,4 *kg*.

Rapport d'admission $l_1 : l =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\ ^1/_2$	10,6	9,6	9,0	8,7	8,2	7,8	7,3	7,2	7,1	—	—
3	10,3	9,3	8,7	8,4	7,9	7,5	7,1	6,9	6,7	6,6	—
$3\ ^1/_2$	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,3	6,9	6,7	6,5	6,3	6,3
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	7,2	6,7	6,5	6,3	6,1	6,1
$4\ ^1/_2$	9,8	8,9	8,2	7,9	7,5	7,0	6,6	6,4	6,2	6,0	5,9
$p = 5$	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,8
$5\ ^1/_2$	9,6	8,7	8,1	7,8	7,3	6,9	6,4	6,2	6,0	5,8	5,7
6	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	6,2	5,9	5,7	5,6
$6\ ^1/_2$	9,5	8,5	7,9	7,6	7,2	6,8	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
$p = 7$	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	6,0	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,2	5,9	5,7	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	5,7	5,4	5,3
10	9,1	8,2	7,6	7,3	6,9	6,5	6,0	5,8	5,6	5,4	5,2
S. ch. plus	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

b) Machines à deux cylindres (avec chemise de vapeur).

Remarque. Les valeurs de C_i' données dans le tableau s'appliquent à de bonnes machines Woolf (sans réchauffeur, mais avec isolement graduel du grand cylindre en rapport avec le degré d'admission); dans les machines soignées à réchauffeur, la quantité C_i' peut, dans le cas de faibles admissions, être de 0,5 à 0,7 *kg* plus petite que les valeurs indiquées dans le tableau.

Rapport d'admission $l_1 : l =$ (réduit)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	0,04
$p = 3$	7,7	7,2	6,7	6,5	6,4	6,5	6,7	—
$3\ ^1/_2$	7,5	7,0	6,5	6,3	6,1	6,1	6,3	—
4	7,3	6,8	6,3	6,0	5,9	5,8	5,9	6,0
$4\ ^1/_2$	7,2	6,7	6,2	5,9	5,7	5,6	5,6	5,7
$p = 5$	7,1	6,6	6,0	5,8	5,6	5,4	5,4	5,4
$5\ ^1/_2$	7,1	6,5	6,0	5,7	5,5	5,3	5,2	5,3
6	7,0	6,5	5,9	5,6	5,4	5,2	5,1	5,1
$6\ ^1/_2$	7,0	6,4	5,8	5,6	5,3	5,0	4,9	6,0
$p = 7$	6,9	6,3	5,8	5,5	5,2	4,9	4,8	4,8
8	6,9	6,3	5,7	5,4	5,1	4,8	4,7	4,7
9	6,8	6,2	5,6	5,4	5,0	4,7	4,6	4,5
10	6,7	6,2	5,6	5,3	5,0	4,6	4,4	4,4

Notations.

Les pressions ou tensions sont exprimées en kg par cm^2.

Soient :

N_i le travail indiqué, ou travail transmis par le piston, en chevaux-vapeur,

N_u le travail utile ou travail sur l'arbre, en chevaux-vapeur,

$\eta = \frac{N_u}{N_i}$ le rendement indiqué,

p la pression absolue moyenne d'admission de la vapeur,

p' la pression absolue moyenne d'échappement de la vapeur,

f et f' les coefficients de pression ou de tension pour p et p',

$p_i = fp - f'p'$ la pression indiquée, c'est-à-dire la pression provenant de la différence moyenne des pressions derrière et devant le piston (dans les machines à deux cylindres, p_i représente la somme des différences de pression existant des deux côtés de chaque piston, cette pression résultante étant ramenée au piston du cylindre de détente).

r la pression (réduite à la surface du piston) qui est nécessaire pour faire marcher la machine à vide ; dans le cas de condensation, les résistances dues aux pompes (pompe à air et pompe alimentaire) sont comprises dans r,

μ le coefficient du frottement additionnel,

$p_u = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r)$ la pression utilisée ou utile,

d le diamètre du piston, en m,

S la surface active du piston en tenant compte des sections de la tige, en m^2,

l la course du piston, en m,

l_1 le chemin parcouru par le piston au moment où finit l'admision, en m,

$\frac{l_1}{l}$ le rapport (degré) d'admission, (dans les machines à deux cylindres la valeur de ce quotient est ramenée au cylindre de détente)

$1 : \frac{l_1}{l} = \frac{l}{l_1}$ la détente ou rapport (degré) de détente (dans les machines à deux cylindres, c'est le degré de détente total qui entre en considération).

m le coefficient donnant la valeur de l'espace nuisible $m\,Sl$,

n le nombre de tours par minute,

c la vitesse moyenne du piston, en m par seconde ; on a toujours : $nl = 30c$,

ν le rapport des volumes des deux cylindres (machines à 2 cylindres) de manière que $\nu = \frac{v}{V} < 1$,

C_i' la quantité de vapeur utilisée ou utile,
C_i'' la quantité de vapeur perdue par le rayonnement
C_i''' les pertes de vapeur provenant du passage de celle-ci au travers de certains organes de la machine (piston etc).

} par cheval indiqué et par heure

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ la consommation totale de vapeur, en *kg* par cheval heure indiqué.

$C_u = C_i \frac{1}{\eta} = C_i \frac{N_i}{N_u}$ la consommation totale de vapeur, en *kg* par heure, nécessaire pour produire un travail utile de 1 cheval-vapeur.

Calculs préliminaires pour la construction d'une machine de puissance déterminée.

Relation fondamentale : $N_i = \frac{10000}{75} p_i Sc$.

Supposons que l'on donne le travail N_u et la tension absolue de la vapeur dans la chaudière p_0. On prend couramment

$$p = 0{,}9 p_0 - 0{,}5 ;$$

Au moyen du tableau I, on détermine $\frac{l_1}{l}$ et c au moyen du tableau II ; le produit

$$nl = 30c$$

a alors une valeur numérique parfaitement déterminée.

Ensuite on calcule $\frac{N_u}{c}$ et ce quotient obtenu, on détermine, au moyen du tableau III, η et $\frac{1}{\eta}$ ainsi que

$$\frac{N_i}{c} = \frac{1}{\eta} \frac{N_u}{c} ;$$

alors au moyen du tableau IV :

$$p_i = fp - f'p' .$$

Enfin au moyen de la relation fondamentale, on a aussitôt :

$$S = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} .$$

En augmentant cette section de 1,5 à 3 % par suite de la section de la tige, on a

$$\frac{\pi d^2}{4} = 1{,}015 \text{ à } 1{,}03\,S\,,$$

d'où l'on tire la valeur (provisoire) de d ; au moyen de $nl = 30\,c$, on détermine n ou l en admettant l'une de ces deux quantités.

Exemple : Pour une machine à condensation à un cylindre avec chemise, dans laquelle $N_u = 50$ et $p_o = 5$; on a :

$p = 4$; $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$ (tableau I) ; $c = 1{,}5$ (tableau II) ; $nl = 45$; $\frac{N_u}{c} = 33{,}3$

$\eta = 0{,}773$; $\frac{1}{\eta} = 1{,}294$ (tableau III) ; $\frac{N_i}{c} = 43{,}1$; $p_i = 1{,}620$;

$$S = \frac{75}{10000}\,43{,}1\,\frac{1}{1{,}620} = 0{,}1996\,;$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = 1{,}03\,S = 0{,}2056\,;\quad d = 0{,}512m\,;$$

je prends $l = 1m$, alors :

$$n = \frac{30c}{l} = 45,\quad N_i = 64{,}7.$$

Si au lieu de N_u on donne N_i, on a immédiatement :

$$S = \frac{75}{10000}\,\frac{N_i}{c}\,\frac{1}{p_i}\,.$$

Recherches sur machines existantes ou supposées existantes.
(En même temps détermination définitive d'une machine devant être construite).

Relation fondamentale :

$$N_u = \frac{10000}{75}\,p_u\,Sc = \frac{10000}{75}\,\frac{1}{1+\mu}\,(p_i - r)\,Sc\,.$$

$$\left(\text{et } N_i = \frac{10000}{75}\,p_i\,Sc\right).$$

Données : $d, S, l, n, c, p, \frac{l_1}{l}$.

On détermine, au moyen du tableau IV, $p_i = fp - f'p'$ et l'on prend dans le tableau V, $r = r' + r''$ (pour les machines sans condensation) ou bien $r = r_c' + r_c''$ (pour les machines à condensation) ainsi que $\frac{1}{1+\mu}$; alors on obtient, N_u (ainsi que N_i) en remplaçant les lettres par leurs valeurs dans la relation fondamentale.

Dans un projet de machine, N_u étant donné, on obtient, au moyen de la relation fondamentale, les valeurs corrigées de S et d.

Exemple : Reprenons l'exemple précédent où nous avions trouvé $d = 0{,}512m$. (Cas d'une machine à condensation). Le tableau V donne pour ce d et pour $p = 4$ (dans le cas d'une machine légère) :

$$r = r_c' + r_c'' = 0{,}125 + 0{,}088 = 0{,}213$$

$$\text{et } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}892 ;$$

On a, par conséquent, en remplaçant les lettres par leurs valeurs dans la relation fondamentale :

$$50 = \frac{10000}{75} \cdot 0{,}892\ (1{,}620 - 0{,}213)\ S \cdot 1{,}5,$$

de là, on tire les valeurs corrigées :

$$S = 0{,}1992 ; \quad \frac{\pi d^2}{4} = 1{,}03\ S = 0{,}2052$$

d'où $d = 0{,}511m$. Pour obtenir le travail que cette machine est capable de faire (en prenant $d = 0{,}512$, $S = 0{,}200$, $c = 1{,}5$, $p = 4$) pour un rapport d'admission $\frac{l_1}{l} = 0{,}333$, on a au moyen du tableau IV : $p_i = 2{,}548$ et en appliquant la relation fondamentale $N_i = 102$; $N_u = 83{,}2$.

Remarque. — Dans les machines à deux cylindres, le rapport des volumes des cylindres $\nu = \frac{v}{V}$ et le rapport d'admission $\frac{l_1'}{l'}$ du cylindre à haute pression sont à prendre d'après les valeurs du rapport d'admission réduit $\frac{l_1}{l}$, comme cela est indiqué ci-après. Dans les machines à réservoir (réchauffé),

pour $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$	0,125	0,10	0,08	0,06
$\nu = 0{,}55$	0,50	0,45	0,40	0,35
$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}27$	0,25	0,22	0,20	0,17

Dans les machines Woolf,

pour $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$	0,125	0,10	0,08	0,06
$\nu = 0{,}45$	0,40	0,35	0,30	0,25
$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}33$	0,31	0,29	0,27	0,24.

Calcul des consommations de vapeur C_i et C_u

Les valeurs de C_i' (vapeur utile) sont à prendre directement dans le tableau VI A ou B.

Les valeurs de C_i'' (pertes de vapeur dues au rayonnement) s'obtiennent lorsque $l = 2d$ au moyen des formules :

$$C_i'' = \frac{11 \text{ à } 14\ (p - p')\left(\frac{l_1}{l} + m\right)}{c\, p_i}$$

pour les machines à un cylindre, et

$$C_i'' = \frac{9 \text{ à } 11\ (p - p')\left(\frac{l_1}{l} + \nu m\right)}{c\, p_i}$$

pour les machines à deux cylindres, m correspondant au cylindre à haute pression.

Si $\frac{l}{d}$ diffère de 2 d'une façon notable, il faut corriger C_i'' au moyen des coefficients suivants :

$\frac{l}{d} =$	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4
coef. =	0,67	0,75	0,83	1	1,17	1,33	1,67

Les valeurs de C_i''' (perte due à la fluidité de la vapeur) peuvent être calculées ou plutôt estimées pour le cas d'une marche ordinaire satisfaisante au moyen des relations :

$$C_i''' = \frac{22}{\sqrt{N_i c}} \text{ pour les machines à un cylindre,}$$

$$C_i''' = \frac{17}{\sqrt{N_i c}} \text{ pour les machines à deux cylindres.}$$

Pour les très bonnes machines, C_i''' peut être réduit de moitié (et encore davantage), par contre, dans le cas de fuites apparentes : la valeur de C_i''' peut atteindre le double (et plus) des valeurs sus-mentionnées.

Les pertes dont il n'a pas été tenu compte dans les conduites de vapeur, et celles occasionnées par l'entraînement par la vapeur de l'eau hors de la chaudière, peuvent être prises de 4 à 10 0/0 de la somme des dépenses $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$.

Exemple : Pour la machine, à condensation et à chemise, considérée précédemment pour $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$: $N_u = 50$, $N_i = 64{,}7$; $p = 4$, $p_i = 1{,}620$, $c = 1{,}5$, le tableau VI B donne $C_i' = 6{,}7$ (soins dans l'exécution 6,2) ; pour $m = 0{,}05$, on a : $C_i'' = 3{,}4$ à 4,3 ; $C_i''' = 2{,}2$ (machines soignées 1,1) ; ainsi pour une machine ordinaire $C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6{,}7 + 4{,}3 + 2{,}2 = 13{,}2$ *kg*. Pour une machine soignée, $C_i = 6{,}2 + 3{,}4 + 1{,}1 = 10{,}7$ *kg*.

b. Vitesse du piston *).

D'après *G. Schmidt*, on prend pour la vitesse du piston (en *m* par seconde) :

$$c = \alpha\left(10 + \sqrt{N}\right).$$

où N représente le nombre de chevaux-vapeur effectifs.

Le coefficient α varie avec le but de la machine. Si son allure est :

très lente,	lente,	normale,	rapide,	très rapide,
on a : $\alpha = 0{,}05$	$0{,}07$	$0{,}09$	$0{,}11$	$0{,}13 - 0{,}20$

Dans le cas de très grandes vitesses de piston, il faut tenir compte de l'inertie des masses à mouvement alternatif.

S, p, p', l, l_1, n, c ayant la même signification que précédemment (page 525), soit $\frac{G}{10000\,S}$ le poids des masses à mouvement alternatif par cm^2 de la surface du piston ; on a, d'après *Radinger*, pour la plus grande vitesse admissible du piston, les relations suivantes :

1° Machines sans condensation $\left(\text{pour } \frac{G}{10000\,S} = 0{,}28\,kg\right)$:

$$ln^2 = 5350\,(p - p').$$

2° Machines avec condensation $\left(\text{pour } \frac{G}{10000\,S} = 0{,}33\,kg\right)$:

$$ln^2 = 4500\,(p - p').$$

Dans ces formules, il est supposé que le rapport de la longueur de la bielle à celle de la manivelle est égal à 5. Le rapport d'admission ne doit pas être inférieur à :

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p'}{p} = \frac{p}{8\,(p - p')}.$$

La pression tangentielle la plus uniforme résultant de l'action des masses (vitesse correspondant à la marche la plus uniforme) est, d'après *Radinger*,

pour les machines sans condensation :

$$ln^2 = 12800\,p\,\frac{l_1}{l}.$$

pour les machines avec condensation :

$$ln^2 = 10800\,p\,\frac{l_1}{l}.$$

R. Werner donne dans le cas de suppositions fondamentales analogues :

pour les machines sans condensation :

$$c = 4{,}2\sqrt{l},$$

pour les machines avec condensation :

$$c = 3{,}0\sqrt{l}.$$

*) Données de Hrabák, page 518.

c. Condensation et alimentation.

1. Soient :

M *kg* la dépense de vapeur par heure,

M_0 *kg* la quantité d'eau injectée par heure dans le condenseur,

t_1 la température dans le condenseur,

t_0 la température de l'eau injectée,

$V = Sl$ la cylindrée ou le volume engendré par coup de piston (dans le gros cylindre pour les machines à deux cylindres),

V_1, V_2, V_3, les volumes respectifs de la pompe à eau froide (de puits), de la pompe à air et du condenseur. La quantité d'eau d'injection approximativement nécessaire pour la condensation est :

$$M_0 = \frac{600 - t_1}{t_1 - t_0} M,$$

formule dans laquelle on peut prendre en moyenne $t_1 = 35°$, $t_0 = 12°$:

d'où $$M_0 = 25\, M.$$

Dans la pratique on trouve

$$M_0 = \text{de } 20 \text{ à } 30\, M.$$

2. *Pompe à eau froide.* Pour être sûr d'obtenir la quantité d'eau d'injection suffisante, il faut calculer largement la *pompe de puits*.

Pour une pompe à simple effet,

$$V_1 = \text{de } \tfrac{1}{24} \text{ à } \tfrac{1}{18}\, V.$$

3. La *pompe à air* est construite de telle manière qu'elle puisse évacuer l'eau de condensation correspondant à un rapport d'admission égal de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{8}$ (au maximum $\frac{1}{2}$). Dans l'aspiration l'espace non occupé par de l'eau l'est par l'air et la vapeur contenus dans le condenseur.

Dans la pratique pour le cas de pompes à air à *simple effet*, $V_2 = \frac{1}{4}$ à $\frac{1}{10}\, V$.

Des pompes à air un peu justes sont à recommander dans le cas de boîtes à étoupes non étanches de même que dans le cas de mauvaises garnitures de piston, etc.

4. *Condenseur.* Il faut que le volume du condenseur V_3 soit au moins égal à celui de la pompe à air V_2 supposée à simple effet ; mais il est préférable de le prendre plus grand ; on trouve des exemples dans la pratique où $V_3 = 0{,}8\, V$.

5. *La pompe alimentaire* doit être calculée pour un volume de 3 à 6 fois plus grand que celui de l'eau d'alimentation. Pour la sécurité de la marche, il est bon d'avoir (outre la pompe nourricière mue par la machine), des appareils d'alimentation à commande indépendante. Pour le fonctionnement d'un *injecteur*, il faut environ la même quantité de vapeur que celle nécessitée par une pompe alimentaire bien construite.

6. Dans les machines à puissance variable, il faut construire toutes les pièces ayant rapport à la condensation en ne considérant que le travail maximum qui doit être produit par la machine.

d. Conduites de vapeur.

1. S et c ont la même signification que précédemment (page 525), et f représente la section, en m^2, du tuyau de conduite de vapeur.

D'après *Radinger*, on fait :

$$f = \frac{Sc}{30}.$$

La vitesse de la vapeur dans la conduite (sans tenir compte des pertes de vapeur) comporte lorsque le piston est à demi-course $\frac{\pi}{2}\,30 =$ environ $50m$, ce qui occasionne une perte de charge peu importante.

Le montant absolu de la perte de charge, due à l'insuffisance de la largeur des conduites, croît à peu près proportionnellement avec la tension de la vapeur et dépend de la longueur et de la nature du chemin que le fluide doit parcourir. Pour une vitesse de la vapeur de $100\,m$, cette perte comporte de 10 à 20 % de la tension (absolue) de la vapeur.

Dans les machines à chemise de vapeur, si le *conduit d'admission* est court et rectiligne (c'est-à-dire si les pertes de charge sont faibles), la section $\frac{Sc}{40}$ peut être considérée comme suffisante.

Les *tuyaux d'échappement* sont souvent plus gros et ont pour section $\frac{Sc}{20}$ (ceci s'explique parce qu'il faut une évacuation rapide de la vapeur agissant sur le piston, lorsque celui-ci va changer le sens de son mouvement).

Pour $c < 1\ m$ on conserve souvent pour f la valeur $\frac{S}{30}$.

Ces règles restent les mêmes pour les *machines à deux cylindres* ; on dimensionne les tuyaux de passage d'un cylindre à l'autre de la même manière que les tuyaux de conduite de vapeur du gros cylindre, ou bien on les prend plus gros (comme réservoirs-réchauffeurs). Si l'organe d'échappement du petit cylindre sert en même temps pour l'admission dans le gros cylindre, les dimensions des conduits se règlent d'après celui-ci.

2. Dans la distribution par tiroir, le rapport de la largeur à la longueur des lumières d'admission est $\frac{1}{4}$ pour les petites machines ; $\frac{1}{6}$ pour les moyennes et de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{10}$ pour les grosses machines.

La *lumière d'échappement* doit être de 2 à 2 $\frac{1}{2}$ fois plus large que celle d'admission.

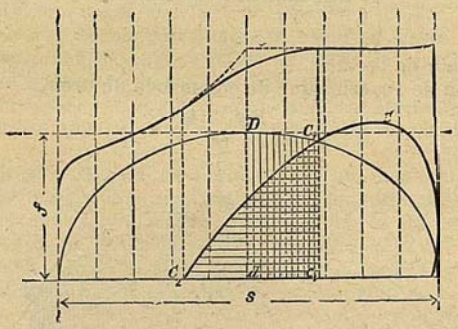
L'épaisseur des nervures séparant les lumières doit être égale à l'épaisseur de la paroi du cylindre.

e. Distribution.

1. L'ouverture nécessaire de la lumière f doit comporter $f \sin w$ pour l'angle déterminé w de la manivelle, si l'on ne tient compte que de la vitesse instantanée du piston $\frac{\pi}{2} c \sin w$.

2. La lumière (ou orifice) d'admission doit être ouverte avant le commencement de la course du piston afin que l'espace nuisible puisse se remplir préalablement de vapeur ; la grandeur de l'ouverture de la lumière, au commencement de la course du piston, dépend de la grandeur de l'espace nuisible, de la surface de rayonnement et du degré de vide dans cet espace nuisible.

Fig. 313.



La quantité dont l'orifice d'admission est ouvert au commencement de la course du piston porte le nom *d'avance linéaire extérieure* ou *avance* à *l'introduction*, on la prend habituellement égale à $\frac{1}{10}$ de la largeur normale de l'orifice (mais dans certains cas elle peut aller jusqu'à $\frac{1}{5}$ de cette largeur).

3. Si l'on prend l'ouverture de la lumière ($f \sin w$) comme ordonnée et le chemin parcouru par le piston, comme abscisse, on obtient une ellipse ayant pour demi-axes f et $\frac{s}{2}$ et l'ouverture réelle sera, dans le cas général, représentée par une courbe C (fig. 313). A partir de C_1 la vapeur d'admission est étranglée (laminée) et la fermeture (retardée) qui a lieu en C_2 est équivalente à celle qui aurait lieu en D pourvu que la surface $C_1\ C_2\ c_1 = C_1\ D d c_1$ (ceci suppose que f est mesuré normalement à $C_2\ c_1$).

4. L'ouverture nécessaire de l'orifice d'échappement au commencement de la course du piston (la largeur de cette ouverture porte

le nom d'*avance linéaire intérieure* ou *avance à l'échappement*) dépend de la grandeur de la tension finale de la vapeur détendue par rapport à la contre-pression.

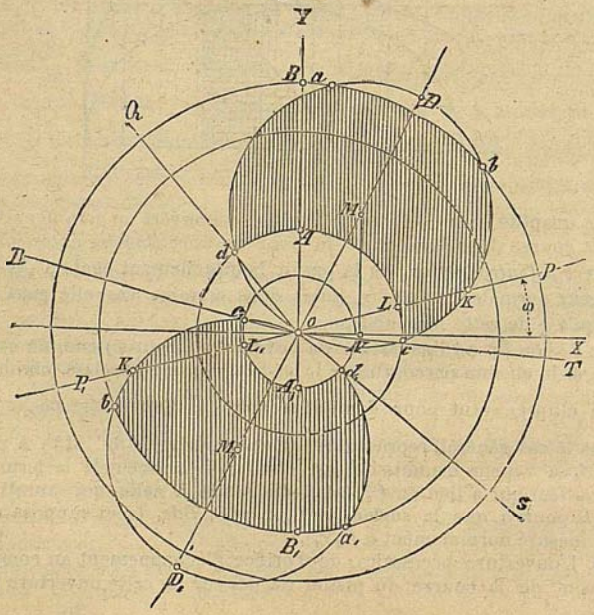
Si la tension finale surpasse la contre-pression de 1 *kg*, la section de la lumière correspondant à l'avance à l'échappement doit au moins comporter $\frac{Sc}{40}$ et si possible $\frac{Sc}{30}$. (La tension finale comporte environ 1,2 *kg* pour les machines à condensation et 2,1 *kg* pour celles sans condensation).

Pour cela, on prend des excentriques donnant une forte avance et un échappement hâtif; ou bien, comme cela arrive plus fréquemment dans la pratique, on prend des orifices d'échappement plus larges que ceux précédemment indiqués.

α. *Distribution à un seul tiroir.*

Soient :
a la largeur de l'orifice,
r le rayon de l'excentrique de commande du tiroir,

Fig. 314.



δ l'angle d'avance de cet excentrique,
e le recouvrement extérieur du tiroir,
i son recouvrement intérieur,
Normalement, on a :

$r = a + e$, $e = \frac{1}{4}a$ à $\frac{1}{2}a$, $i = 0$ à $2\,mm$, $\delta = 15°$ à $30°$.

Dans les cas particuliers, e se détermine au moyen du rapport d'admission, et i (qui peut être positif ou négatif) au moyen de l'avance à l'échappement et du degré de compression imposés par la question.

Construction du diagramme de Zeuner (fig. 314).

Soient OX et OY deux axes perpendiculaires l'un à l'autre. On fait $YOD = \delta$, on prolonge indéfiniment la droite DO, on prend $OD = OD_1 = r$ et on décrit des cercles sur OD et OD_1 comme diamètres. Ensuite on prend $OA = e$, $OA_1 = i$, $AB = A_1B_1 = a$ et de O comme centre on décrit des cercles passant par A,B, A_1, B_1. La surface (couverte de hachures) a,b,c,d comprise entre les cercles OA, OB, OD, donne en chaque point du tiroir la largeur libre ou ouverture de la lumière de l'orifice d'admission.

De même la surface a_1,b_1,c_1,d_1 commune aux trois cercles OA_1, OB_1 OD_1 donne la largeur libre de l'orifice d'échappement en chaque position du tiroir.

Pour avoir cette largeur de l'orifice libre ou découvert pour une position quelconque de la manivelle faisant un angle w avec la position qu'elle occupe lorsqu'elle se trouve en l'un de ses points morts, on construit l'angle $POX = w$, on prolonge PO dans la direction de P_1. La longueur LK de la droite PP_1 comprise dans la surface a,b,c,d représente la largeur cherchée pour l'orifice d'admission et la partie L_1K_1 de la droite PP_1 comprise dans la surface a_1,b_1,c_1,d_1 représente la largeur de l'orifice d'échappement laissant passer la vapeur.

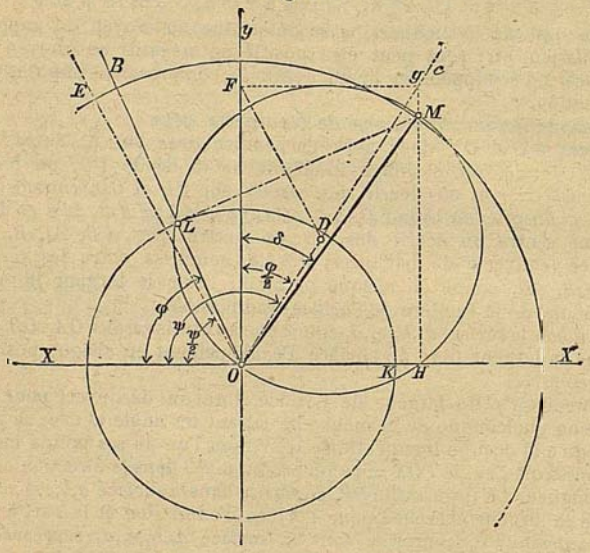
Les droites passant par O et par les points d'intersection des cercles du tiroir et des cercles de recouvrement, c'est-à-dire les rayons OQ, OR, OS et OT forment, avec l'axe des X, les angles que fait respectivement la manivelle avec la position qu'elle occupe en l'un de ses points morts : 1° au commencement de la détente, 2° au commencement de l'échappement, 3° au commencement de la compression et 4° au commencement de l'introduction de la vapeur pour le même côté du piston.

Lorsque la largeur de l'orifice a, l'avance linéaire extérieure v et le rapport d'admission $\frac{s_1}{s}$ sont donnés, on trouve r, e et δ d'après la construction approximative suivante due à *Tökei* (fig. 315).

On construit l'angle φ à partir de OX' correspondant au rapport d'admission $\frac{s_1}{s}$, on obtient OB, on tire OC faisant avec OY l'angle $\frac{\varphi}{2}$ et sur cette droite OC, on porte, à partir du point O, la longueur

$OD = a$, ensuite on tire DF parallèle à OE qui est la bissectrice de l'angle ψ, ensuite $Fg \parallel OX$ et $GH \parallel OY$; alors $Fg = OH = e + v$; par conséquent $OK = OH - v$ est le recouvrement linéaire extérieur

Fig. 315.



cherché (e). Le cercle décrit avec OK pour rayon coupe la direction de la manivelle OB au point L ; si de ce point L, on élève une perpendiculaire sur OB, on obtient *l'excentricité* $OM = r$ et en même temps *l'angle d'avance* δ.

β. *Distribution par coulisse de Stephenson.*

Outre les notations introduites dans α., soient :

l la longueur de la tige d'excentrique,

c la demi-longueur de la coulisse mesurée du point mort (milieu de la coulisse) aux points d'attache des tiges des excentriques,

u la distance du milieu de la coulisse au point de celle-ci commandant la tige du tiroir.

Le diagramme est, en principe, le même que celui trouvé pour la distribution à un seul tiroir, seulement on détermine la position du centre M du cercle OD au moyen des coordonnées (fig. 314):

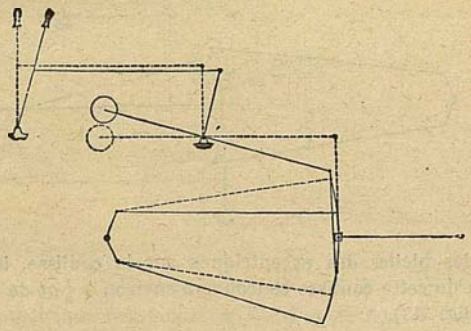
$$ON = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right);$$

$$MN = \frac{ru}{2c}\cos\delta;$$

le signe supérieur doit être pris dans le cas où les tiges d'excentriques sont ouvertes, l'inférieur dans celui où elles sont croisées.

Lorsque M est déterminé, on prolonge OM et on fait $OM_1 = OM$, on décrit de M et M_1 comme centres des cercles passant par O et on procède pour le reste comme nous l'avons déjà indiqué.

Fig. 316.



Le lieu géométrique des points tels que M, obtenus en faisant varier u, est une parabole ayant OX pour axe, laquelle parabole est concave par rapport à O dans le cas où les bielles de l'excentrique sont ouvertes, et convexe par rapport au même point lorsqu'elles sont croisées. Pour $u = 0$, c'est-à-dire pour le point mort de la coulisse, M est situé sur OX.

La coulisse est un arc de cercle ayant l pour rayon (fig. 316).

γ. *Distribution par coulisse de Gooch.*

Les notations sont les mêmes que dans β.

Le diagramme est déterminé par les coordonnées du centre du cercle du tiroir :

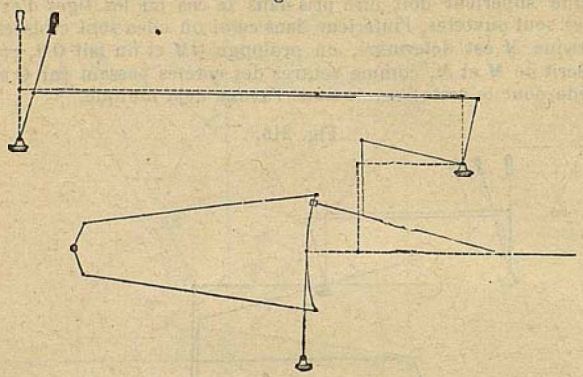
$$ON = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right); \quad MN = \frac{ur}{2c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right).$$

le signe supérieur a rapport au cas où les bielles d'excentriques sont ouvertes, l'inférieur au cas où elles sont croisées.

Le lieu géométrique des points tels que M, obtenus en faisant varier u, est une droite normale à OX. Pour $u = o$, M se trouve sur

OX. — La coulisse est un arc de cercle ayant pour rayon la longueur de la bielle de l'excentrique. Si l'on appelle *ab* la distance normale de la ligne moyenne de la coulisse, à la droite joignant les points

Fig. 317.



d'attache des bielles des excentriques sur la coulisse, le point de suspension de cette coulisse se trouvera environ à $\frac{3}{8}$ *ab* de cette ligne moyenne (fig. 317).

δ. *Distribution par coulisse d'Allan.*

Outre les notations introduites jusqu'à maintenant, soient

a la longueur du bras de levier actionnant la coulisse,

b la longueur du bras de levier actionnant la bielle du tiroir,

l_1 la longueur de cette bielle,

l_0 la distance du point d'attache de la tige de suspension de la bielle du tiroir au point de rotation de cette bielle,

h l'écart maximum de l'extrémité de la bielle du tiroir à partir de sa position moyenne,

h_0 l'écart maximum du point d'articulation du levier avec la tige de suspension de la bielle du tiroir, compté à partir de la position moyenne de ce levier,

s le plus grand écart de la coulisse à partir de sa position moyenne,

s_u le déplacement que l'on doit faire subir à la coulisse pour qu'un point situé à la distance u de sa position moyenne entre en action, c'est-à-dire commande, la bielle du tiroir,

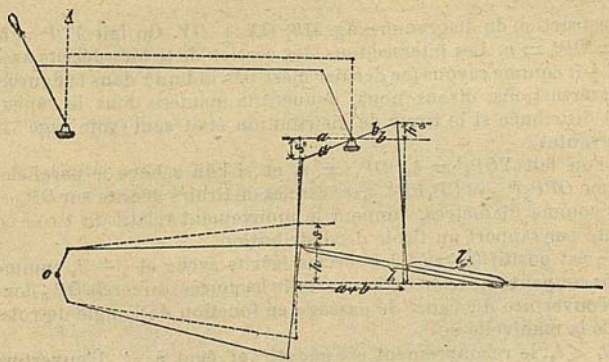
$$n = 1 + \frac{bl_1}{al_0}.$$

Le diagramme est déterminé par les coordonnées du centre du cercle du tiroir :

$$ON = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{c^2n - u^2}{cnl}\cos\delta\right); \quad MN = \frac{ru}{2c}\left(\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{nl}\sin\delta\right),$$

expressions dans lesquelles le signe supérieur a rapport au cas où les bielles sont ouvertes, l'inférieur à celui où elles sont croisées.

Fig. 318.



Le lieu géométrique des points M obtenus en faisant varier u est une parabole ayant OX pour axe, laquelle parabole est concave par rapport à O dans le cas des bielles ouvertes et convexe par rapport au même point, dans le cas des bielles croisées. Pour $u = 0$, M est situé sur OX (fig. 318).

La variation de l'avance est moins grande dans la coulisse d'Allan que dans celle de Stephenson.

La coulisse est rectiligne.

Pour les leviers, on doit observer les relations suivantes :

$$\frac{h}{s} = \frac{l_1}{l}\left\{1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right\}; \quad \frac{b}{a} = \frac{h_0}{s} = \frac{l_0}{l}\left\{1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right\};$$

$$h_0 = h\frac{l_0}{l}; \quad s_u = \frac{u}{n}.$$

ε. *Distribution à deux tiroirs.*

r, δ, a, e et i ont la même signification qu'à la page 534 et ces lettres ont rapport au tiroir de distribution (tiroir directement en contact avec la glace).

r_1 représente l'excentricité et δ_1 l'angle d'avance du tiroir de détente.

a_0 la largeur des lumières mesurée sur le dos du tiroir de distribution.

l_0 la distance du milieu du même tiroir aux arêtes extérieures des lumières, mesurée sur la même face du tiroir que a_0.

l_1 la distance du milieu du tiroir de détente aux arêtes extérieures des lumières,

$l_1 - l_0 = \eta$ le recouvrement du tiroir de détente ($\pm$ suivant que $l_1 \lessgtr l_0$).

Construction du diagramme (fig. 319) $OX \perp OY$. On fait $YOP = \delta$, $OP = OP' = r$. Les intersections des cercles de tiroirs décrits avec i et $i + a$ comme rayons (ce dernier n'est pas indiqué dans la figure); ces intersections, disons nous, donnent la manière dont le vapeur serait distribuée si le tiroir de distribution était seul (voir page 535 et suivantes).

Si l'on fait $YOP_1 = \delta_1$, $OP_1 = r_1$ et si l'on achève le parallélogramme OPP_1P_x et $OP_1PP'_x$, les cercles de tiroirs décrits sur OP_x et OP'_x comme diamètres, donnent le mouvement relatif du tiroir de détente par rapport au tiroir de distribution.

Si η est positif ($l_1 > l_0$), les cercles décrits avec η et $\eta + a_0$ comme rayons coupent une tranche (couverte de hachures) du cercle OP_x donnant l'ouverture du canal de passage en fonction de l'angle de rotation de la manivelle w.

Si $l_1 < l_0$, le recouvrement est *négatif* et égal à η'. L'ouverture commence déjà avant la position moyenne (relative) dans le cercle OP_x' et est limitée par les cercles η et $\eta' - a_0$.

La détente variable peut être obtenue :

1. Par la variation de la distance l_1 des arêtes,

2. Par la variation de l'angle d'avance ou de la course de l'excentrique de détente ou de ces deux éléments réunis.

Exemple relatif à 1. *Distribution Meyer.* Le tiroir de détente consiste en deux plaques qui peuvent être éloignées ou rapprochées l'une de l'autre (ce rapprochement ou cet éloignement se fait habituellement au moyen de deux filets de vis à sens contraire, disposés sur la tige de l'excentrique de détente).

Pour la détente minima, le recouvrement positif M est maximum.

La longueur λ d'une des plaques se détermine au moyen de la formule

$$\lambda = OP_x + \eta_{max} + a_0 + 10 \text{ mm}$$

Pour la détente maxima, le recouvrement négatif η' est maximum et on a :

$$l_0 \geq \lambda + \eta' \text{ max.}$$

Distribution Rider. La surface frottante du tiroir de détente est une surface cylindrique ayant la tige du tiroir de détente pour axe.

Les arêtes du tiroir et des lumières (orifices de passage), sont des hélices symétriques (engendrées par l'enroulement d'un trapèze).

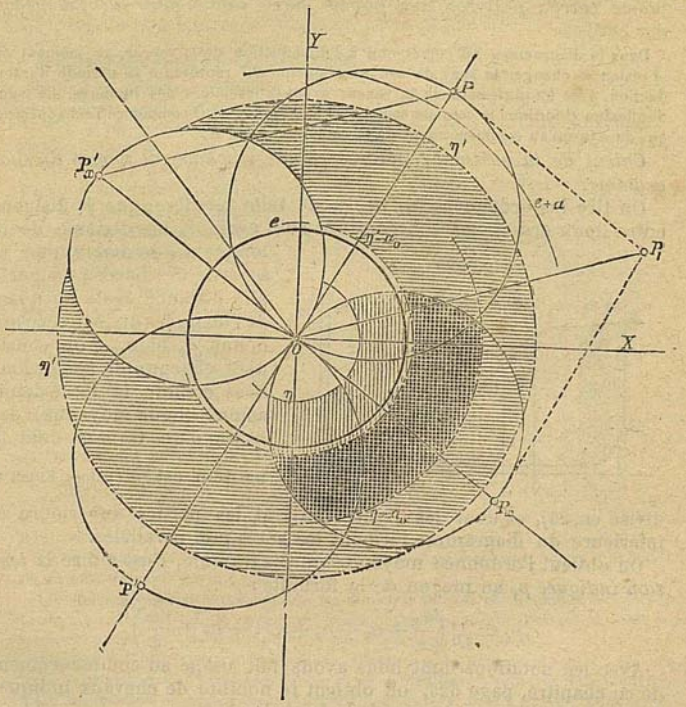
Le tiroir de détente peut tourner autour de sa tige (d'un angle d'environ 90°), c'est par ce moyen que la longueur d'action du tiroir (l_1), ainsi que les recouvrements μ et μ_1 sont rendus variables.

Exemple relatif à 2. On peut faire varier la détente :

1° Directement en agissant sur le collet de l'excentrique, ou bien par le moyen d'un manchon d'embrayage, ou aussi d'une manière automatique pendant la marche, au moyen d'un régulateur prenant son mouvement sur l'arbre.

2° Indirectement par l'emploi de distribution par coulisse pour le tiroir de détente.

Fig. 319.



f. Recherches au moyen de l'indicateur.

Le diagramme obtenu au moyen de l'indicateur (appareil Richard) donne, en dehors de la puissance (indiquée) de la machine, un moyen de juger de l'état de la machine et du fonctionnement de la distribution.

La fig. 320 indique le diagramme d'une machine à un cylindre avec

détente et sans condensation et la fig. 321 celui d'une même machine avec condensation. Le style de l'indicateur trace la ligne (courbe) continue *ABCDE* de nos figures et la ligne atmosphérique *AL*.

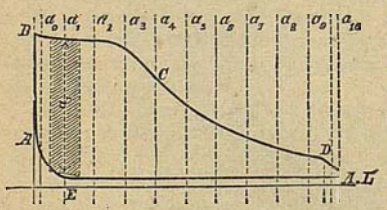
Les abscisses donnent les chemins parcourus par le piston et les ordonnées les tensions de la vapeur (à une échelle dépendant du ressort de l'appareil en *kg* par cm^2, ou bien en livre anglaise par pouce carré : *p* livres par pouce carré sont égales à 0,07 *p kg*, par cm^2).

Dans le diagramme, *AB* correspond à l'introduction de la vapeur, au moment où le piston va changer le sens de son mouvement, *BC* représente la période d'introduction, avec étranglement de la vapeur avant la fermeture des lumières. Le point d'inflexion *C* indique le commencement de la détente ; en *D* commence l'échappement qui dure jusqu'au commencement de la compression en *E*.

Calcul de la puissance indiquée d'une machine au moyen du diagramme.

On tire les ordonnées a_1, a_2, a_3 de telle manière que la distance entre deux ordonnées consécutives soit égale à un dixième de la longueur *l* du diagramme, et à partir des bords, on porte une distance égale au quart de l'un de ces dixièmes, ce qui donne a_0 et a_{10} ; on considère chacune de ces ordonnées comme la ligne demi-somme (ligne moyenne) des bases d'un trapèze dont la hauteur est $\frac{l}{10}$ (ou $\frac{l}{20}$ si on a divisé en 20), et dont les lignes limitant les parties supérieure et inférieure du diagramme forment les côtés non parallèles.

Fig. 320.



On obtient l'ordonnée moyenne du diagramme, c'est-à-dire la *tension indiquée* p_i au moyen de la formule :

$$p_i = \frac{1}{10}\left(\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + \ldots + a_9 + \frac{a_{10}}{2}\right).$$

Avec les notations dont nous avons fait usage au commencement de ce chapitre, page 525, on obtient le nombre de chevaux indiqués N_i de la machine au moyen de la formule :

$$N_i = \frac{10000}{75} p_i S c,$$

où p_i est en *kg* par cm^2, *S* en m^2 et *c* en *m*. — Si l'on dispose d'un planimètre, p_i s'obtient en divisant la surface du diagramme par la longueur *l* de ce diagramme.

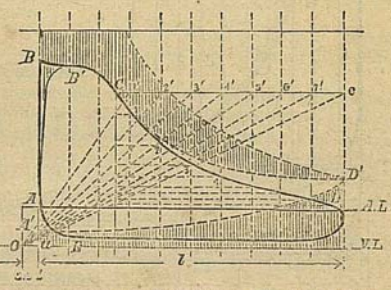
Remarque : Dans les machines à deux cylindres, on considère chaque diagramme séparément.

Etude du diagramme.

On tire dans le diagramme la ligne *V. L* représentant le vide absolu (elle se trouve au-dessous de la ligne atmosphérique *A. L* de la quantité correspondant à la pression atmosphérique, c'est-à-dire à environ 1 *kg*) de même, on mène la ligne correspondant à la pression dans la chaudière ; c'est cette dernière pression qui sert de base pour l'étude de la pression dans le cylindre pendant la période d'introduction. On a coutume de comparer la courbe de détente *CD* à l'hyperbole équilatère de Mariotte passant par *C*.

Constructions de la courbe de Mariotte.

Fig. 321,



On fait *ao* = espace nuisible (*m* % de *l*) ensuite on tire *Cc* || *V.L* et on mène les rayons émanant de *O* et passant par 1', 2', 3'....; par les points d'intersection de ces rayons avec la perpendiculaire à *V.L* passant par *C*, on tire des parallèles à *V.L* : les sommets opposés à *C* des rectangles dont chacun de ces rayons forme une diagonale sont autant de points de la courbe de Mariotte.

Dans les machines sans enveloppe de vapeur, la courbe réelle de détente se trouve dans le commencement de la détente, un peu au-dessous de l'hyperbole de Mariotte, tandis qu'à la fin elle passe au-dessus de celle-ci ; ordinairement dans les machines à enveloppe de vapeur, la courbe réelle de détente passe dès le commencement au-dessus de la *courbe de Mariotte* et s'en éloigne de plus en plus jusqu'à la fin de la détente.

Des déviations plus importantes se montrent dans le cas d'irrégularités dans la machine, par exemple lorsque *CD'* (fig. 321) est très grand et lorsque les organes d'introduction ne sont pas étanches.

La surface hachurée comprise entre la ligne de Mariotte passant par *D'* et la courbe de détente donne le travail total perdu.

Lorsque les organes de circulation ou le piston ne sont pas étanches, aussitôt après la fin de l'introduction la pression tombe rapidement au-dessous et reste constamment au dessous de celle indiquée par l'hyperbole équilatère.

D'autres défauts ayant une influence visible sur le diagramme sont : un échappement retardé *D'A'* (avance à l'échappement insuffisant) une très forte contre pression, un manque de compression, introduction trop tardive, éventuellement compression excessive, admission trop hâtive.

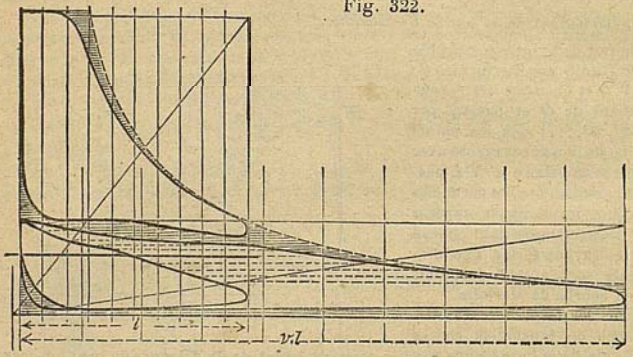
Diagramme des machines à deux cylindres. L'étude du degré de perfection de la répartition de la vapeur par rapport à la détente, se fait par l'unification des diagrammes de chacun des cylindres considéré isolément.

On dessine les diagrammes pris en même temps sur les côtés correspondants des cylindres à haute et basse pression ; ou bien on dessine pour chaque cylindre les diagrammes obtenus en prenant la moyenne arithmétique des diagrammes pris sur

chaque face du piston ; on dessine d'abord les deux diagrammes (celui à basse et celui à haute pression) l'un au-dessous de l'autre en leur donnant la même longueur et en ayant soin de prendre pour tous deux la même échelle de pression ; ensuite on allonge le diagramme à basse pression dans la proportion $\left(\frac{1}{v}\right)$ des volumes des cylindres.

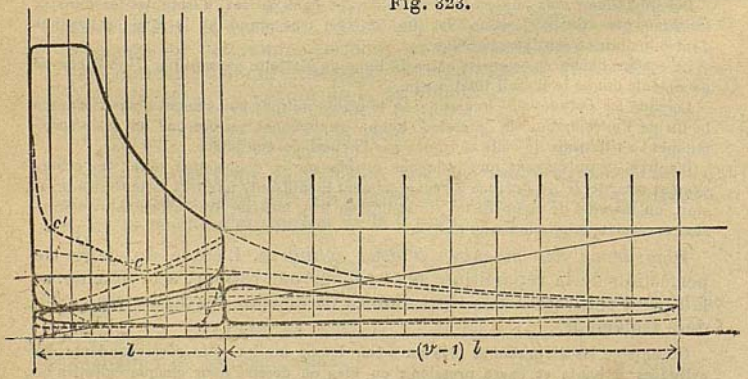
En procédant de la sorte, on obtient pour les machines « Compound » (à angle de calage des manivelles d'environ 90°) un diagramme ayant l'aspect de la figure 322.

Fig. 322.



Habituellement, on fait passer l'hyperbole de Mariotte par le point le plus haut du diagramme à haute pression, en prenant pour espace nuisible celui du cylindre à haute pression.

Fig. 323.



Les surfaces hachurées montrent le travail perdu par rapport au travail que produirait la vapeur se détendant directement dans le cylindre à basse pression.

La perte de pression entre les diagrammes est particulièrement grande, lorsqu'il y a de forts refroidissements provenant du dehors, lorsque les conduits de vapeur sont étroits (ou insuffisamment ouverts), lorsque les conduits reliant les deux cylindres font des coudes, et lorsqu'il y a insuffisance de compression dans le cylindre à basse pression.

Lorsque la fermeture du cylindre à basse pression s'effectue trop tard, il se produit une chute de pression lors de l'écoulement de la vapeur du cylindre à haute pression dans le réservoir, par suite, il y a perte de travail.

Lorsque la vapeur est introduite dans le cylindre à haute pression pendant une grande partie de la course du piston, l'inconvénient mentionné est inévitable, car sans chute de pression les travaux des deux cylindres seraient trop inégaux.

La tension finale dans le cylindre à basse pression est presque toujours au-dessous de celle qu'indique la ligne de Mariotte.

Les anciennes machines Woolf avec pleine introduction dans le petit cylindre donnent le diagramme fig. 323, dans lequel on a transformé la longueur du diagramme du cylindre de détente comme précédemment.

Défauts généraux : Compression insuffisante dans l'espace nuisible du cylindre à basse pression, ce qui, lors de l'introduction de la vapeur dans ce cylindre, engendre une chute de pression. Par suite de cet inconvénient, l'effet du cylindre à basse pression est souvent insignifiant. Si le cylindre à basse pression et celui à haute pression, ont chacun une distribution complète d'admission et d'échappement, on peut par la fermeture opportune du gros cylindre, engendrer dans l'espace intermédiaire une compression qui réduit ou annule la chute de pression.

Le diagramme sans chute de pression entre les 2 cylindres est représenté dans la figure 323 (la construction du diagramme à basse pression se fait comme nous venons de le voir pour les machines Compound).

La compression cc' monte toujours moins haut que la ligne de Mariotte et cela particulièrement à la fin de la course.

V. MACHINE ATMOSPHÉRIQUE DE LEHMANN

La machine atmosphérique de Lehmann appartient à ce que l'on peut appeler la classe des « machines caloriques fermées. » Dans ces machines, un certain volume d'air emprisonné est alternativement chauffé et refroidi (le chauffage produit l'expansion du gaz et par suite un certain travail).

Un point nouveau dans la construction des machines Lehmann consiste dans une disposition spéciale, par laquelle le piston avec garnitures ordinaires en cuir se meut dans la partie refroidie du cylindre.

(L'air chaud a une température de 600 à 700°.)

Les machines ont une marche silencieuse, elles sont faciles à diriger et sont sans danger aucun. La consommation de combustible, par cheval-vapeur et pour un temps de marche de 10 heures, est de 1 hectolitre de coke à gaz.

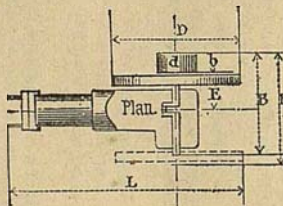
Tableau relatif aux puissances et aux dimensions des moteurs atmosphériques (patente Lehmann) exécutés par la « Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Actien-Gesellschaft Dessau ».

Nombre de chevaux-vapeur =	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	3	4
Diamètre du piston moteur en *mm*...	160	250	330	372	450	525	550	680
Course du piston en *mm*.....	80	130	175	175	175	220	245	235
Nombre de tours par minute	120	100	100	90	90	90	80	60
Surface de refroidissement du cylindre en m^2.....	0.24	0,54	0,82	1,45	2,73	2,84	3	4,7
Surface de chauffe en m^2.....	0,12	0,4	0,67	1,04	1,5	1,8	2	2,75
Surface de la grille en cm^2.....	305	410	666	800	920	1104	1600	2200
Pression moyenne sur le piston	1,75 *kg* par cm^2.							
Diamètre de la poulie en *mm*.....	235	314	470	550	628	785	940	1255
Poids approximatif en *kg*.....	200	600	1050	1650	2500	3000	3200	4000
Longueur de la machine en *m*, fourneau compris.....	1,6	2,4	3,25	3,46	3,83	4,35	4,67	6,03
Largeur de la machine en *m*, fourneau compris.....	0,46	0,86	1,11	1,18	1,32	1,4	1,4	1,65
Hauteur de la machine en *m*.....	0,84	1,23	1,53	1,53	1,74	1,77	1,77	2,18

VI. TABLEAU SUR LA PUISSANCE, LES DIMENSIONS, ETC., DES MOTEURS A GAZ PATENTÉS

Nouveau moteur Otto de la fabrique de moteurs Deutz.

Puissance en chevaux-vapeur		½	1	2	4	6	8	10	12	16	20
Travail maximum en chevaux-vapeur		0,72	1,33	2,67	4,50	7,33	10	12	14	18,50	23
Nombre de tours de la poulie par minute		180	180	180	160	160	140	140	140	140	140
*) Dépense de gaz par cheval-heure, en m^3		1,072	0,95	0,90	0,875	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,75
**) Dépense d'eau froide en litres par m^3 de gaz		50	50	50	45	35	35	35	35	35	35
Espace dont il faut disposer pour service facile, en *mm*	Longueur	3000	3200	3500	4000	4600	4600	5400	5400	6200	6200
	Largeur	1800	2000	2000	2200	2600	2600	2800	2800	3300	3300
Dimensions de la machine en *mm*.	*L*	1900	2150	2550	2950	3500	3500	3850	3850	4800	4800
	B	800	900	980	119	1400	1400	1800	1800	2100	2100
	D	1200	1350	1500	1650	2000	2000	2000	2000	2400	2400
	E	263	291	340	400	484	484	525	535	665	665
	d	200	250	400	600	750	900	1000	1200	variables suivant les circonstances.	
	b	110	150	170	250	280	310	350	350		
Largeur de la courroie, en *mm*		50	70	80	120	135	150	170	170		
Distance du sol à l'axe du cylindre en *mm*		900	900	900	900	900	900	800	800	800	800



N. B. Les moteurs de ½ à 8 chevaux inclusivement, ont un volant, au-dessus les machines en ont deux.

*) La dépense en gaz décroît à peu près dans le même rapport que le travail transmis par la machine. Dans les moteurs au-dessus de 20 ch.-vap. jusqu'à 60 ch.-vap., la consommation par cheval et par heure est de 0,72 m^3.

**) La dépense en eau donnée dans le tableau correspond au refroidissement par eau courante; mais dans la plupart des cas, le refroidissement du cylindre se fait au moyen d'eau circulant dans des réfrigérants; dans ce cas, il n'est besoin chaque jour que d'une faible addition d'eau.

HUITIÈME PARTIE

ARCHITECTURE NAVALE

I. CONSTRUCTION DES VAISSEAUX

A. DÉTERMINATION DU DÉPLACEMENT

Par *déplacement*, on entend le volume d'eau occupé par la partie immergée du bâtiment ; le poids de cette eau déplacée est toujours égal au poids total du bateau qui se décompose de la manière suivante :

1° Poids de la coque,

2° Poids de la mâture, des cordages, ancres, chaînes, etc,

3° Poids de l'équipage, y compris les effets, les vivres (eau et combustible pour la cuisine),

4° Poids du chargement.

Dans les bâtiments à vapeur, il faut ajouter :

5° Poids des machines à vapeur, y compris les chaudières, l'eau des chaudières ; appareils de propulsion et pièces de réserve,

6° Poids du charbon nécessaire au fonctionnement de la machine.

Dans les bâtiments pour passagers s'ajoute :

7° Le poids des passagers avec effets et vivres.

Dans les vaisseaux de guerre, on a enfin comme complément :

8° Le poids des canons (affûts, etc.) des munitions de guerre, de la cuirasse, torpilles, etc.

Dans les navires marchands à voiles, on appelle *poids propre* du bâtiment, le poids résultant de la somme des poids désignés dans 1°, 2° et 3° ; le poids que nous avons mentionné dans 4°, porte le nom de *port* ou de *tonnage*.

Dans les vaisseaux de guerre, on entend, par poids propre, le poids de la coque avec structure interne ; le port est alors représenté par la somme de tous les autres poids partiels.

Le déplacement est, par conséquent, égal à la somme du poids propre et du port ou tonnage.

Comme habituellement le tonnage des bâtiments à construire est connu, pour pouvoir calculer le déplacement, il suffit de connaître le poids propre du bâtiment. Pour la détermination de ce poids propre, on a recours à des coefficients donnés par l'expérience.

POIDS PROPRE G DES BATIMENTS

a. Bâtiments à voiles

Pour les bâtiments à voiles dans lesquels le tirant d'eau moyen est égal au $\frac{2}{3}$ de la hauteur comprise entre l'arête inférieure du plat-bord, et le trait intérieur de la rablure de la quille, si D représente le déplacement lorsque la ligne de flottaison se confond avec l'arête extérieure du bordage, on a :

pour les bâtiments marchands à voiles :

en bois de chêne . . . . . $G = \frac{4}{9} D$,

en bois de pin . . . . . $G = \frac{1}{3} D$,

dans les constructions très solides . . . . . $G =$ jusqu'à $\frac{1}{2} D$,

d'après les règles usuelles suivies en France et en Angleterre $G = \frac{5}{12} D$,

et pour les grands navires en fer, solidement construits $G = \frac{4}{9} D$,

Cependant dans la plupart des cas, les navires en fer sont plus légers que les bâtiments en bois de mêmes dimensions.

Les valeurs ci-dessus indiquées comprennent le gréement et l'inventaire du bâtiment.

Si l'on veut connaître le poids du navire sans gréement ni inventaire, on doit des valeurs mentionnées, retrancher les poids indiqués dans *b.* 2.

b. Bâtiments à vapeur.

1. Si L est la longueur entre perpendiculaires, B la largeur maximum et H la hauteur de l'arête supérieure de la quille au trait inférieur du plat-bord, pour le poids G de la coque du bâtiment (non compris le gréement, les machines, chaudières, combustible, etc.), on a :

$$G = 88 - 145{,}5\ LBH\ kg,$$

pour petits vapeurs à roues en fer et à hélices (navigation fluviale, etc.) dans lesquels

$$L = 34{,}5 - 41\ m,\ B = 4{,}4 - 5{,}3\ m \quad \text{et} \quad H = 2{,}35 - 2{,}7\ m\ ;$$

pour bâtiments plus grands :

$$G = 162 - 237\ LBH\ kg.$$

2. Le poids du gréement avec ancres, chaînes, etc., se prend égal à

0,04 à 0,05 D pour navires marchands,

0,06 D pour navires de guerre,

où D représente le déplacement total à l'arête extérieure du bordage.

Le poids du gréement seul (mâture, voiles, matériel fixe et mouvant avec accessoires) comporte :

pour voilure d'environ,	2650 m^2,	approx.	63—65 *kg*	par m^2
» »	1700—2200 m^2,	»	57—63	»
» »	1200—1500 m^2,	»	50—52	»
» »	950 m^2,	»	47	»
» »	800 m^2,	»	39	»
» »	700 m^2,	»	31	»
» »	400—600 m^2,	»	23—25	»

3. *a*) Poids de l'équipage : par homme y compris ses effets 110 *kg*.

b) Poids des vivres :

Vivres solides par homme et par jour 1,2 *kg*.

Emballage de ceux-ci = 20 à 23 0/0 du poids net.

c) Poids de l'eau par homme et par jour (environ 4-6 litres) 4—6 *kg*.

Caisses à eau, 20 0/0 du poids de l'eau.

4. Poids de la machine avec chaudières, eau et pièces de rechange :

a) Dans les bâtiments à roues 150—200 *kg* par cheval-vapeur indiqué.

b) Dans les bâtiments à hélice :

de 100—1000 chev. ind. :	191—241 *kg*	par	chev. indiqué
1000—5000 »	166—191 *kg*	»	
5000—9000 »	138—166 *kg*	»	

Les machines horizontales pour bâtiments de guerre (à pression moyenne et à condensation à surface) de 2 000 à 6 000 chevaux indiqués, pèsent de 175 à 200 *kg* par cheval-vapeur indiqué ; au-dessous de 2000 chevaux indiqués, le poids atteint jusqu'à 225 *kg* par cheval-vapeur indiqué.

Dans l'emploi de ces nombres, il est bon de remarquer que les plus grands ont rapport aux plus petites machines et vice-versa.

Le poids total de la machine se répartit à peu près comme suit :

Chaudières et eau	= 56 %
Machine	= 37 %
Arbres de transmission	= 5 %
Hélice	= 2 %

5. La dépense en charbon est à peu près proportionnelle au cube de la vitesse du bateau et elle comporte par cheval-heure indiqué

1,3—1,6 *kg* pour machines à basse pression, et

1 *kg* pour machines compound modernes.

Dans la marine française, on prend comme base des calculs, une consommation de 1,1 *kg* par cheval-heure indiqué.

La dépense en charbon par m^2 de la grille et par heure est environ de 70 à 100 *kg*.

La somme de tous ces poids doit maintenant être convertie en m^3 d'eau de mer.

1 m^3 d'eau de mer pèse environ 1 026 *kg*.

Si le poids total est exprimé en *kg*, il suffit de diviser le nombre

exprimant ce poids par 1026 pour obtenir le nombre de m^3 d'eau de mer déplacée.

Si le poids est donné en livres (mesures allemandes), 1 pied cube d'eau de mer pesant environ 63,343 liv., il suffira de diviser ce poids par 63,343 pour avoir le nombre de pieds cubes d'eau déplacée. Si le poids est exprimé en lasts (à 4000 liv.), on n'a qu'à multiplier le nombre de lasts par $\frac{4000}{63,343} = 63,146$ pour obtenir le nombre de pieds cubes d'eau de mer déplacée (voir page 558).

En Angleterre, on a la coutume d'exprimer le déplacement en tonneaux *) (à 2.240 liv. anglaises); un tonneau équivaut alors à 35 pieds cubes d'eau de mer.

Les valeurs ci-dessus en mètres cubes (ou pied cube) d'eau de mer représentent le déplacement D correspondant au trait extérieur du bordage.

Si dans les bâtiments en bois, on veut avoir le déplacement par rapport à l'arête extérieure des membres, il faut retrancher du déplacement D celui produit par les parties immergées des bordages de la quille, de l'étrave, de l'étambot et du gouvernail.

Le volume des bordages, y compris étrave, étambot, etc., se détermine par les coefficients suivants, donnés par l'expérience :

Volume des bordages.	en chêne	en pin
Bâtiments de 700 à 1000 tonneaux (métriques)...	0,055 D	0,066 D
Barques de 400 à 700 tonneaux.....	0,059 D	0,071 D
Bricks de 200 à 400 tonneaux.....	0,062 D	0,075 D
Schooners de 100 à 200 tonneaux.....	0,067 D	0,080 D
Chaloupes de 60 à 100 tonneaux.....	0,072 D	0,085 D
Yachts de 20 à 60 tonneaux.....	0,077 D	0,092 D
Cutters de 20 tonneaux.....	0,083 D	0,100 D
Petits lougres, bateaux ouverts et bateaux du Nord	0,091 D	0,110 D

B. DÉTERMINATION DES DIMENSIONS PRINCIPALES

a. Bâtiments à voiles.

Si le déplacement est déterminé, on obtient les dimensions et les coefficients ou degrés de corpulence au moyen des tableaux suivants, où

L désigne la longueur de la carène,

B sa plus grande largeur,

*) Le tonneau métrique = tonne métrique = 1000 *kg*. Un last allemand = 2 tonn. Voir appendice.

T la profondeur de carène,

H la distance (perpendiculairement au plan de flottaison) entre l'arête inférieure du plat-bord et le dessus de quille,

V le déplacement,

A la plus grande section transversale immergée,

W la surface de flottaison (en charge),

δ*) le degré de corpulence de la carène ou coefficient de réduction, $\left(\frac{1}{\delta}\text{ degré d'acuité de la carène}\right)$,

β celui du maître-couple,

α celui de la flottaison.

Pour ce qui concerne la hauteur du plat-bord et de la bastingue au-dessus de la flottaison, voici les conclusions d'une réunion de constructeurs de navires tenue à Londres en 1867 :

Dans les bâtiments où $\frac{L}{B} = 5$, le plat-bord doit émerger de $\frac{1}{8}$ de la largeur de la carène.

Pour les bateaux dans lesquels la longueur est supérieure à 5 B, on ajoute au chiffre indiqué $\frac{1}{35}B$. La hauteur de la bastingue ne doit pas dépasser 4 pieds (1,220 m) dans les grands navires, et elle ne doit pas être inférieure à 2 pieds (0,610 m) dans les petits.

TABLEAU DE DIMENSIONS

α) D'après les règles françaises et allemandes.

	V	A	W
Bâtiments à très grande vitesse	0,46 LBT	0,7 BT	0,75 LB
» à grande vitesse....	0,56 LBT	0,8 BT	0,82 LB
» à vitesse moyenne..	0,595 LBT	0,83 BT	0,875 LB
» à marche lente.....	0,63 LBT	0,855 BT	0,90 LB
» à marche très lente.	0,72 LBT	0,88 à 0,9 BT	0,92 LB

Le centre de gravité de la ligne d'eau supérieure peut se trouver jusqu'à 0,005 L en arrière du milieu ; pour petits bateaux dans lesquels δ est grand, le centre de gravité peut être de 0,0054 à 0,0125 L en avant du milieu. Le centre de gravité du déplacement doit se trouver de 0,01 L à 0,015 L en arrière du milieu.

*) Nous entendrons par degré de corpulence d'un corps (et par extension, d'une surface), le rapport du volume (aire), du corps (de la surface), à celui du parallélipipède (rectangle), circonscrit à ce corps (ou à cette surface). Ex. : Le degré de la corpulence de la carène $\delta = \frac{V}{LBT}$; celui du maître couple $\beta = \frac{M}{LB}$ où M = surface du maître-couple.

β) *D'après les règles danoises et suédoises.*

	V			A	W
Maximum	$0{,}667\,LBT$	$0{,}75\,ML$	$0{,}7\,WT$	$0{,}833\,BT$	$0{,}8713\,LB$
Minimum	$0{,}3838\,LBT$	$0{,}6306\,ML$	$0{,}507\,WT$	$0{,}598\,BT$	$0{,}7169\,LB$
Moyenne	$0{,}5253\,LBT$	$0{,}69\,ML$	$0{,}636\,WT$	$0{,}7157\,BT$	$0{,}7941\,LB$

Centre de gravité : Max. Min. Moyenne
de la ligne d'eau sup. en av. du milieu $0{,}0125\,L$, $0{,}0008\,L$, $0{,}0066\,L$,
du déplacement en av. du milieu $0{,}025\,L$, $0{,}01\,L$, $0{,}0175\,L$,

Rapport $\frac{L}{B} = 3{,}2$ à 6
Rapport $\frac{T}{B} = 0{,}373$ à $0{,}483$

La limite inférieure a rapport aux petits bateaux et la supérieure aux plus grands.

La position du maître-couple dépend de celle du centre de gravité du déplacement.

b. **Bâtiments à vapeur.**

	$\frac{L}{B}$	$\frac{T}{B}$	$\frac{H}{B}$	δ	β	α
Grands navires de mer avec roues pour appareil de propulsion ...	$6^1/_2$—10	0,4—0,5	dépendant du système de la machine	0,45 à 0,57	0,82 à 0,93	0,70 à 0,85
Navires de mer moyens avec roues comme propulseur	8—12	0,33—0,45				
Bateaux à vapeur fluviaux av. roues comme propulseur	12—20	dépendant de l'eau		0,45—0,70	jusqu'à 0,98	
Grands navires de mer à vapeur avec hélice comme appareil de propulsion	7—11	0,34 à 0,52	0,66—0,80	0,54—0,70	0,85—0,95	
Vapeurs à hélice moyens	6—9		0,60—0,75	0,60—0,76	0,90—0,96	0,65
Petits navires à hélice pour passagers et remorqueurs	4—6	0,30—0,45	0,5—0,7	0,32—0,50	0,60—0,74	à 0,75

On choisit le degré de corpulence du bâtiment, de la surface de flottaison et du maître-couple de telle sorte que $\delta = \alpha\,\beta\,\varkappa$; relation où $\varkappa$ varie entre 0,82 et 0,90.

On obtient de bons résultats pour $\varkappa = 0{,}86$-$0{,}87$.

Le centre de gravité du déplacement se trouve en arrière du milieu de 0,008 à 0,015 L.

C. CONSTRUCTION DE L'ÉCHELLE DU DÉPLACEMENT OU « DEPLACEMENTS SCALA »

Si à partir de *AB*, qui est une ligne égale à la longueur du bateau, on porte des ordonnées dont la longueur est proportionnelle à la surface des couples correspondants, la courbe reliant les différents points ainsi obtenus porte le nom de *déplacements scala* ou *d'échelle* du *déplacement*.

La surface comprise entre l'échelle du déplacement et la droite *AB* est une partie du rectangle $\overline{AB} \times \overline{CD}$ que l'on détermine au moyen du coefficient de corpulence de la carène δ (v. p. 553).

Si l'on veut construire l'échelle du déplacement suivant une parabole (fig. 324) en appelant

V le déplacement du bâtiment,

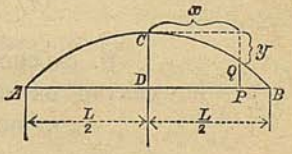
L sa longueur,

$A = CD$ l'aire du maître-couple,

on a :

$$y = A\left(\frac{\frac{x}{L}}{\frac{1}{2}}\right)^m$$

Fig. 324.



où

$$m = \frac{V}{AL - V}, \quad \text{ou bien}$$

si *T* représente la profondeur de carène,

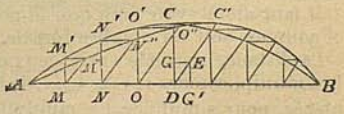
B la largeur maximum de carène et si l'on pose :

$$m = \frac{\delta}{\beta - \delta}, \quad \text{on a :}$$

$$V = LBT\delta \quad \text{et} \quad A = BT\beta.$$

Si maintenant, on veut obtenir avec la figure 324 l'aire d'un couple quelconque à la distance *x* du maître-couple, on n'a qu'à retrancher de *CD* l'*y* correspondant à cette distance *x*, pour obtenir *PQ* qui représente à l'échelle adoptée l'aire cherchée du couple.

Fig. 325.



Si le centre de gravité du déplacement doit être distant de la quantité *DG'* du milieu *D* du bateau, ou construit symétriques les deux moitiés de la scala et on calcule la distance *CG* du sommet *C* au centre de gravité *G*,

$$CG = A\left(\frac{m+1}{2m+1}\right),$$

ensuite, on fait GE égal et parallèle à DG' et on tire la droite DE. Si l'on tire maintenant par le pied O de l'une quelconque des ordonnées une parallèle à DE et par le point extrême O' une parallèle à AB, l'intersection O'' des 2 droites mentionnées donne un point de la nouvelle scala.

On peut aussi construire toutes les lignes d'eau ainsi que tous les couples au moyen de paraboles.

Cependant on n'emploie cette méthode que pour la ligne d'eau supérieure et pour le maître couple.

Pour la ligne d'eau supérieure, on a :

$$y = B\left(\frac{x}{\frac{L}{2}}\right)^{m_1} \quad \text{et} \quad m_1 = \frac{\alpha}{1-\alpha'},$$

et pour le maître couple, on a :

$$y = B\left(\frac{x}{T}\right)^{m_2} \quad \text{et} \quad m_2 = \frac{\beta}{1-\beta}.$$

D. CALCUL DU DÉPLACEMENT, DU CENTRE DE GRAVITÉ DU DÉPLACEMENT ET DU MÉTACENTRE

Ce calcul se fait au moyen de la règle de Simpson (v. p. 115 et 129) en prenant pour base le tableau suivant.

On calcule d'abord les aires et les moments des lignes d'eau et par le moyen de ceux-ci, en se servant du même tableau, mais en remplaçant les ordonnées par les aires, on obtient le déplacement et la distance du centre de gravité du déplacement à la ligne d'eau supérieure ou flottaison.

La distance du centre de gravité du déplacement à la perpendiculaire arrière (première ordonnée) se trouve, en introduisant les moments des lignes d'eau, dans la formule de Simpson et en divisant le moment du corps entier, ainsi obtenu, par le déplacement.

Il faut alors avoir soin que le nombre des ordonnées (lignes d'eau et couples) soit un nombre impair.

La distance normale entre deux ordonnées est représentée par $\triangle x$. Les multiplicateurs 1, 4, 2, 4,..... de la formule de Simpson ont été remplacés, pour simplifier les multiplications, par $\frac{1}{2}$, 2, 1, 2...; par conséquent la somme doit être multipliée par 2.

Numéro des ordonnées.	Mesure des ordonnées.	Multipli-cateurs.		Multipli-cateurs.	
1	y_0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}y_0$	0	$0.\frac{1}{2}y_0$
2	y_1	2	$2y_1$	1	$1.2y_1$
3	y_2	1	$1y_2$	2	$2.1y_2$
4	y_3	2	$2y_3$	3	$3.2y_3$
5	y_4	1	$1y_4$	4	$4.1y_4$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
$2n$	y_{2n-1}	2	$2y_{2n-1}$	$2n-1$	$(2n-1).2y_{2n-1}$
$2n+1$	y_{2n}	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}y_{2n}$	$2n$	$2n.\frac{1}{2}y_{2n}$
			Somme $= S$		Somme $= S'$

Aire des demi-surfaces (demi-déplacement) . . . . $= \frac{2}{3}(\triangle x)\,S$

Moment des demi-surfaces (du corps) par rapport à la première ordonnée . . . . . $= \frac{2}{3}(\triangle x)^2\,S'$

Distance du centre de gravité de la surface (du corps) à la première ordonnée . . . . . $= \dfrac{\frac{2}{3}(\triangle x)^2\,S'}{\frac{2}{3}(\triangle x)^2\,S}$

ou $= (\triangle x)\dfrac{S'}{S}$.

On procède de la même manière lorsqu'on prend les couples comme point de départ et qu'on se propose de calculer d'abord leur superficie.

Souvent on fait les deux calculs lorsqu'on veut se convaincre de l'exactitude des résultats.

Dans les courbes qui, à certains endroits, présentent de très grandes courbures, comme par exemple la ligne d'eau à la proue ou à la poupe du bateau ou bien encore aux maîtres-couples *très pleins*, on obtient une plus grande exactitude par l'introduction d'ordonnées intermédiaires. Si celles-ci sont introduites en avant et en arrière de celle portant le n° $2n$, le tableau précédent devient le suivant :

Numéro des ordonnées.	Mesure des ordonnées.	Multiplicateurs.		Multiplicateurs.	
1	y_0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}y_0$	0	$0.\frac{1}{2}y_0$
2	y_1	2	$2y_1$	1	$1.2y_1$
3	y_2	1	$1y_2$	2	$2.1y_2$
4	y_3	2	$2y_3$	3	$3.2y_3$
5	y_4	1	$1y_4$	4	$4.1y_4$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
$2n-1$	y_{2n-2}	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}y_{2n-2}$	$2n-2$	$(2n-2).\frac{3}{2}y_{2n-2}$
$2n-\frac{1}{2}$	$y_{2n-\frac{3}{2}}$	2	$2y_{2n-\frac{3}{2}}$	$2n-\frac{3}{2}$	$(2n-\frac{3}{2}).2y_{2n-\frac{3}{2}}$
$2n$	y_{2n-1}	1	$1y_{2n-1}$	$2n-1$	$(2n-1).1y_{2n-1}$
$2n+\frac{1}{2}$	$y_{2n-\frac{1}{2}}$	2	$2y_{2n-\frac{1}{2}}$	$2n-\frac{1}{2}$	$(2n-\frac{1}{2}).2y_{2n-\frac{1}{2}}$
$2n+1$	y_{2n}	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}2y_{2n}$	$2n$	$2n.\frac{1}{4}y_{2n}$

Si V est le déplacement total correspondant à l'arête extérieure des membres (côtes),

b la demi-largeur du bateau,

d l'épaisseur moyenne des bordages, le déplacement par rapport à l'arête extérieure des bordages est approximativement

$$V_1 = V\left(1+\frac{3d}{b}\right),$$

(compar. p. 352). Si V_1 est donné en pieds cubes prussiens, le déplacement en lasts de 4 000 livres est :

$$V_2 = 0{,}0158\ V_1 .$$

Si V_1 est donné en mètres cubes, le déplacement en tonneaux de 1 000 *kg* est :

$$V_2 = 1{,}026\ V_1$$

Si V_1 est en pieds cubes anglais, le déplacement en tonneaux de 2.240 livres anglaises est :

$$V_2 = 0{,}0286\ V_1$$

Le *métacentre* est pour une rotation infiniment petite, l'intersection de la poussée avec l'axe de flottaison. La distance du métacentre M au centre de gravité F du déplacement s'exprime par

$$MF = \frac{\frac{2}{3}\int_0^L y^3\,dx}{V} .$$

c'est-à-dire cette distance est égale au moment d'inertie de la flottaison par rapport à son axe longitudinal divisé par le déplacement ; ou bien d'après la formule de Simpson :

$$MF = \frac{4}{9}\triangle x \frac{1}{V}\left(\tfrac{1}{2}y_0^3+2y_1^3+y_2^3+2y_3^3+\ldots+2y^3_{2n-1}+\tfrac{1}{2}y^3_{2n}\right)$$

où $y_0, y_1 \ldots y_{2n}$ représentent les ordonnées de la ligne d'eau supérieure (flottaison), Δx la distance entre deux ordonnées consécutives et V le déplacement du bâtiment.

L'expression $\frac{2}{3}\int y^3 dx$ sert ainsi à comparer la stabilité des différents navires.

La hauteur du métacentre longitudinal, au-dessus du centre de gravité du déplacement ,s'exprime par :

$$M_1F = \frac{\frac{1}{3}\int Y_1^3 dx + \frac{1}{3}\int Y_2^3 dx}{V}$$

où Y_1 et Y_2 représentent des ordonnées parallèles à l'axe longitudinal du bateau, comptées à partir d'un axe transversal passant par le centre de gravité de la flottaison.

Pour pouvoir se servir des ordonnées ordinaires des couples au lieu d'ordonnées parallèles à l'axe longitudinal du bateau, et pour pouvoir prendre comme origine des coordonnées le milieu de la longueur du bateau au lieu du centre de gravité de la flottaison, il faut faire subir à la formule ci-dessus la transformation suivante :

$$M_1F = \frac{2\int_0^L x^2 y dx - 2k^2 \int_0^L y dx}{V},$$

où k désigne la distance du centre de gravité de la flottaison à la première ordonnée et $2\int_0^L y dx$ l'aire de W.

La somme ou intégrale $\int_0^L x^2 y dx$

peut être développée comme suit par la formule de Simpson :

$$\int x^2 y dx = \frac{(\triangle x)^3}{3}(0 \cdot y_0 + 1.4y_1 + 4.2y_2 + 9.4y_3 + 16 \cdot 2.y_4 + \ldots + (2_{n-1})^2 \cdot 4y_{2n-1} + (2n)^2 y_{2n}).$$

Dans un navire à construire, pour déterminer la position des métacentres transversal et longitudinal, ainsi que la profondeur du centre de gravité du déplacement, on peut employer les formules approximatives suivantes :

1. Pour la position du centre de gravité au-dessous de la flottaison :

$$Z = (0{,}10 + 0{,}36\beta)\, T \text{ ou } = \tfrac{1}{3}\left(\frac{T}{2} + \frac{T\delta}{\alpha}\right).$$

2. Pour la position du métacentre transversal :

$$MF = \frac{\alpha^3}{2(\alpha+1)(2\alpha+1)} \frac{LB^3}{V}.$$

3. Pour la position du métacentre longitudinal :

$$M_1F = (0{,}008 + 0{,}077\alpha^3) \frac{L^3B}{V}.$$

E. MESURAGE DU PORT OU TONNAGE DES BATIMENTS

a. Méthode anglaise pour le mesurage des bâtiments.

Ancienne méthode pour la détermination du port ou tonnage des bâtiments (Builder's Old Measurement):

Soient L la distance horizontale, mesurée sur le pont supérieur, du trait extérieur de la rablure d'étrave, au trait extérieur de la rablure d'étambot,

B la plus grande largeur du bâtiment d'arête à arête extérieure des bordages, moins la double différence d'épaisseur de la lisse et des bordages de fond; le port est alors donné par la formule :

$$\frac{(L - \frac{3}{5}B)B^2}{188} \textit{ tonneaux } O/M\ ^*).$$

Dans les bureaux du Lloyd, l'enregistrement des bâtiments en bois et en fer se fait au moyen de la formule :

$$\textit{Tonnage brut } (\textit{Gross Register Tonnage}) = \lambda \frac{LBH}{100} \textit{ tonneaux} \text{ (mesures en pieds et tonneaux anglais),}$$

où L représente la longueur intérieure, prise sur le pont supérieur, des bordages de la proue à ceux de la poupe,

B la plus grande largeur intérieure de vaigre à vaigre,

H la profondeur intérieure au milieu du bâtiment; cette profondeur est prise de l'arête inférieure des bordages du pont supérieur jusqu'à l'arête supérieure de la vaigre près de la carlingue.

Dans la formule ci-dessus,

---

*) *Old Measurement.* — Dans cette formule, les mesures sont anglaises, les tonneaux obtenus sont de 2240 livres anglaises.

$\lambda = 0{,}8$ pour bâtiments de forme ancienne (pleine) pour le transport du coton et du sucre,
$= 0{,}7$ pour bâtiments de forme actuelle servant au même usage,
$= 0{,}65$ pour clippers et bateaux à deux ponts,
$= 0{,}68$ pour navires à trois ponts,
$= 0{,}5$ pour yachts et bateaux au-dessus de 60 tonneaux,
$= 0{,}45$ pour yachts et bateaux au-dessous de 60 tonneaux.

La règle précédente est aussi employée en subissant les modifications suivantes :

La longueur L est prise de l'arête arrière de la mèche du gouvernail jusqu'à l'arête avant de l'étrave à la hauteur des écubiers, ou bien encore à la hauteur de la ligne de flottaison supérieure, mais seulement dans le cas où cette dernière dimension serait plus grande que la première ; la largeur B est mesurée jusqu'au revêtement extérieur du bateau ; H est mesuré jusqu'à l'arête supérieure des tôles varangues.

La hauteur de celles-ci se détermine de la manière suivante :

A la profondeur du bateau mesurée du dessus de quille à l'arête inférieure des bordages du pont supérieur (prise au milieu du bateau), on ajoute la plus grande largeur du bateau ; les $\frac{2}{5}$ de cette somme, exprimée en pouces, est alors la hauteur des tôles varangues (*floor-plates*).

En employant ce mode de mesurage, on a :

$$0{,}65\,\frac{LBH}{100}$$ pour la plupart des bâtiments moyens, et

$$0{,}7\,\frac{LBH}{100}$$ pour bateaux à couples pleins *).

(Toutes les mesures sont anglaises.)

3. Dans l'enregistrement des bateaux à vapeur, on retranchait autrefois :

pour les vapeurs à roues 0,37
pour les vapeurs à hélices 0,32 } du tonnage brut.

Comme la soustraction de cette quantité uniforme, que l'on retranchait, ne peut se justifier à cause de la variation des dimensions relatives du corps du bateau et des machines, on a soin maintenant de cuber séparément tous les espaces occupés par les machines, les chaudières et le charbon, et dans les vapeurs à hélices, on cube en plus le canal de l'arbre de l'hélice ; pour cela, il faut mesurer la longueur, la largeur et la hauteur de chacun des espaces considérés et faire le produit de ces 3 dimensions. On additionne ensuite les différents nombres obtenus, on divise la somme par 100 et on retranche le nombre résultant du tonnage brut (*Gross Register Tonnage*) : le reste est le *tonnage net* du bateau (*Net Register Tonnage.*)

*) Grand coefficient de corpulence β.

b. Méthodes allemandes pour le mesurage du port des bâtiments.

Décrets du 5 juillet 1872.

I. CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES.

1. Les règles suivantes peuvent être appliquées à tous les bateaux, bâtiments et navires qui vont principalement ou exclusivement sur mer, ou qui sont destinés à trafiquer dans les baies et les golfes, mais elles ne s'appliquent pas aux bâtiments à viviers, construits pour le commerce des poissons.

2. Pour obtenir le tonnage ou port du bâtiment, il faut établir, par mesurage, la contenance ou capacité de ce bâtiment.

Le mesurage se fait dans le système métrique et comprend tous les espaces intérieurs du bâtiment et des constructions fixes qu'il comporte.

Le résultat (exprimé en unités cubiques) de la somme de tous les espaces partiels compris dans un bâtiment, porte le nom de *contenance ou capacité brute* du bâtiment.

En déduisant de la capacité brute les espaces nécessaires au logement de l'équipage, des machines, des chaudières et du charbon, on obtient *la contenance ou capacité nette* du bâtiment.

3. Le mesurage s'effectue d'après la méthode complète décrite dans les paragraphes 4 à 11.

Cependant la méthode abrégée §§ 12 et 13 peut être employée lorsque le bâtiment est chargé en totalité ou en partie ou lorsque des circonstances d'autre nature empêchent l'emploi de la méthode complète.

II. MÉTHODE COMPLÈTE.

4. Le pont supérieur dans les bâtiments à moins de trois ponts, ou le deuxième pont à partir de la quille dans les bâtiments à plus de trois ponts, porte le nom de *pont de mesurage*.

Les espaces *au-dessous* du pont de mesurage sont considérés et mesurés comme formant un tout.

Les espaces se trouvant *au-dessus* du pont de mesurage seront considérés et mesurés chacun séparément, aussi bien dans le cas où ces espaces sont formés par de nouveaux ponts que dans celui, où ils sont constitués par des constructions fixes sur pont supérieur.

5. Le mesurage de l'espace intérieur (au-dessous du pont de mesurage) s'effectue en métrant sa longueur et un certain nombre (dépendant de cette longueur) de sections transversales.

6. La *longueur* est mesurée en droite ligne sur le pont de mesurage, à partir de la surface intérieure du revêtement des bords près

de l'étrave jusqu'à la surface interne du montant milieu de poupe (ou de tableau) ou bien jusqu'au revêtement en poupe.

De cette longueur, il faut soustraire l'épaisseur du pont pour la proue et le tiers de la cloison de barrot (ban) pour le montant de poupe.

La longueur ainsi obtenue est divisée en un nombre de parties égales dépendant de la grandeur de cette longueur ; ainsi :

1°	pour une longueur de 15 *m* :		4 parties égales.
2°	»	» sup^re à 15 *m* jusqu'à 37 *m* :	6 parties égales.
3°	»	« sup^re à 37 *m* jusqu'à 55 *m* :	8 parties égales.
4°	»	» sup^re à 55 *m* jusqu'à 69 *m* :	10 parties égales.
5°	»	» supérieure à 69 *m* :	12 parties égales.

7. Par chacun des points de division on suppose une coupe, et l'aire de la section au-dessous du pont de mesurage s'obtient de la manière suivante :

La profondeur ou le creux de chaque section, est représenté par la distance entre deux points dont le supérieur se trouve au-dessous du pont de mesurage à $\frac{1}{3}$ de l'épaisseur de la cloison de barrot, et l'inférieur dans la surface supérieure des varangues. Si l'une des coupes effectuées tombe à l'endroit d'un exhaussement ou enfoncement du pont, il faut, pour obtenir le point supérieur, supposer le plan normal du pont prolongé.

Des profondeurs ainsi obtenues, il faut retrancher l'épaisseur moyenne du revêtement intérieur entre les vaigres des fleurs et la paraclose.

Si la profondeur, ou creux de la section au milieu de la longueur du bâtiment ne mesure pas plus de 5 *m*, on divise la profondeur de chaque section en 4 parties égales. En chacun des trois points de division intermédiaires et des deux extrêmes on mesure la largeur intérieure du bâtiment perpendiculairement au plan (vertical) de la quille ; les largeurs doivent comprendre la demi-épaisseur du revêtement intérieur entre les points de division respectifs.

Le calcul des aires des sections s'effectue au moyen de la règle de Simpson (p. 115).

Si le creux de la section au point milieu de la longueur comporte plus de 5 *m*, il faudra diviser le creux ou profondeur de chaque section en six parties égales au lieu de 4 ; c'est-à-dire qu'il faudra prendre 7 largeurs au lieu de 5.

Le mesurage et le calcul des aires se fait de la même manière que précédemment.

8. L'espace compris au-dessous du pont de mesurage se trouve encore par la formule de Simpson, en ayant soin de remplacer les ordonnées par les aires des sections obtenues d'après 7. Comme première ordonnée y_0 (fig. 27 page 115), on prendra toujours l'aire de la section passant par l'origine des longueurs (côté de la proue).

9. Si *au-dessus* du pont de mesurage se trouve un *troisième* pont,

le volume compris entre celui-ci et le pont de mesurage se détermine de la manière suivante :

La longueur intérieure de cet espace sera mesurée à égale distance des ponts du revêtement près de l'étrave jusqu'au revêtement en poupe. Cette longueur sera divisée en un même nombre de parties égales que celle du pont de mesurage § 6.

En chacun des points de division, ainsi que par les points extrêmes, à la poupe et à la proue, les largeurs intérieures seront mesurées également à mi-hauteur de l'espace compris entre les deux ponts.

En prenant de nouveau pour première largeur celle à la proue, on peut obtenir, par le moyen de la règle de Simpson, l'expression de la section moyenne qui, multipliée par la hauteur moyenne de l'espace considéré, donne la valeur du volume cherché.

10. Si le bateau a plus de trois ponts, les espaces compris entre les ponts seront mesurés chacun séparément par la méthode décrite dans 9.

11. Si sur le pont supérieur il se trouve des cabines, chambres, logements ou autres constructions semblables, soit pour recevoir des marchandises ou provisions, soit pour les commodités du personnel et des passagers, les espaces intérieurs de ces constructions sont cubés de la façon suivante :

On mesure et divise en deux parties égales la longueur intérieure moyenne de chacun de ces espaces.

A mi-hauteur de ces espaces, on mesure 3 largeurs (à chacune des extrémités et la troisième au milieu de la longueur mesurée). Au moyen de la formule de Simpson on pourra obtenir la section moyenne de l'espace qui, multipliée par sa hauteur moyenne, donne le volume de l'espace considéré.

III. MÉTHODE ABRÉGÉE.

12. La longueur du bâtiment est mesurée, sur le pont supérieur, de la surface extérieure des bordages à l'étrave jusqu'à la surface arrière de l'étambot. De cette longueur, on soustrait la distance comprise entre la surface arrière de l'étambot, et le point où la rablure d'étambot coupe le bordage de la voûte.

Ensuite on mesure la plus grande largeur du bâtiment entre les surfaces extérieures des bordages. Puis, à l'endroit de cette plus grande largeur, on marque la hauteur du pont supérieur sur ces bordages et on tend une chaîne dans un plan normal au plan de flottaison par-dessous la quille et passant par les deux points marqués ; enfin, on mesure la partie de la chaîne comprise entre ces deux points.

A la moitié de la longueur ainsi obtenue, on additionne la moitié de la plus grande largeur du bâtiment. En faisant le carré de cette

somme et en multipliant ce carré par la longueur du bâtiment, mesurée comme il est indiqué au commencement de ce paragraphe, on obtient un certain nombre qui, multiplié par un certain coefficient f dépendant des matériaux de construction du navire, donne en m^3 la capacité du bâtiment au-dessous du pont supérieur. Si le navire est essentiellement en fer, $f = 0{,}18$; s'il est essentiellement en bois, $f = 0{,}17$.

13. Si sur le pont supérieur, il se trouve des chambres, cabines ou autres constructions fixes semblables, on obtiendra la capacité de chacune de ces constructions par le produit des trois dimensions moyennes (longueur, largeur, hauteur).

IV. CUBAGE DES BATEAUX DÉCOUVERTS.

14. Pour l'obtention du tonnage brut des *bateaux découverts*, il est à remarquer que la surface passant par l'arête supérieure de la virure de bordage la plus éloignée de la flottaison est en même temps la surface limitant le volume à cuber.

Le creux du bateau est à mesurer, à partir de cette surface, en chacun des points de division de la longueur.

Pour le reste du mesurage, on doit faire usage des prescriptions contenues dans II et III.

Déductions à faire sur la capacité brute.

15. Dans tous les bâtiments, il faut retrancher de la capacité brute la contenance de tous les espaces nécessités par l'équipage complet et définitif. (Cette contenance peut au maximum atteindre $\frac{1}{20}$ de la capacité brute). Les prescriptions du paragraphe 11 sont applicables au cubage des espaces mentionnés.

16. Dans les bâtiments mus par la vapeur ou autre agent artificiel, il faudra déduire de la capacité brute du bâtiment les espaces fermés occupés réellement par les machines et chaudières, et ceux occupés par les soutes à charbon, en tant que ces soutes sont destinées au fonctionnement du bateau. La déduction de tous ces espaces peut atteindre au maximum la moitié de la capacité brute.

Dans les vapeurs servant exclusivement au remorquage d'autres bateaux, la déduction pour les espaces occupés par les machines et chaudières et par les soutes à charbon atteint la moitié de la valeur de la capacité brute.

Dans les vapeurs à hélice, il faut, en dehors des espaces mentionnés dans le premier alinéa, tenir compte de l'espace pris par le tunnel ou canal de l'arbre de l'hélice.

17. Pour le mesurage des espaces mentionnés dans 16, il faut observer les prescriptions suivantes :

1) On mesure la longueur de l'espace occupé par machines et évent. soutes à charbon ; conformément au § 5, on mesure trois sections sur la longueur : les deux extrêmes et la section milieu. A la somme des aires des sections extrêmes, on ajoute 4 fois l'aire de la section milieu et on multiplie le résultat par le tiers de la distance entre 2 sections. Le produit donne le volume de l'espace cherché. Les sections transversales sont limitées à leur partie supérieure par le pont ou le plafond de la salle des machines.

2) Si le plafond de la salle des machines n'est pas le pont supérieur du bâtiment, et si l'espace compris au-dessus est ménagé pour la machine ou pour l'accès de l'air et de la lumière, le volume de cet espace s'obtient par le produit des trois dimensions moyennes (longueur, largeur et hauteur).

Le résultat obtenu est additionné aux autres volumes à soustraire.

Ce que nous venons de dire s'applique également aux soutes à charbon entre deux ponts.

3. Si les machines, chaudières et charbon se trouvent dans des espaces isolés les uns des autres, on mesure chacun de ces espaces, comme cela est indiqué dans 1 et 2 et la somme des volumes de ces espaces partiels donne le volume de l'espace total cherché.

4. Pour obtenir l'espace que fait perdre le tunnel dans lequel passe l'arbre de l'hélice, on multiplie la longueur moyenne par la largeur moyenne et le résultat par la hauteur moyenne du tunnel.

II. BATIMENTS A VOILES

A. DONNÉES POUR L'EXÉCUTION DU DESSIN DES VOILES

Les axes autour desquels tournent les vergues peuvent être pris dans le prolongement des axes des mâts de perroquet. Les axes des vergues sont disposés sur ces axes de rotation, normalement à ces axes.

La distance des axes des vergues au-dessous de l'arête inférieure des barres traversières est égale à 3,577 fois le diamètre du mât pour les vergues basses (inférieures) et 0,066 à 0,1 fois la longueur des mâts de hune pour les vergues de hunier. Les vergues de perroquet et de cacatois sont situées au-dessous des tons à 0,075—0,1 de la longueur des mâts respectifs.

La distance du point d'attache de la corne au-dessous de la jonction des deux mâts comporte 5 fois le diamètre du mât, lorsqu'il y a absence de mât de senan, dans le cas contraire, elle est fixée à la hauteur de la vergue. Elle fait un angle de 20—30° sur l'horizon,

cependant on la dispose autant que possible parallèlement respectivement à l'étai d'artimon et à l'étai de grand mât.

Les bouts des vergues de perroquet et de cacatois comportent $\frac{1}{24}$, ceux des vergues de hunier du mât de misaine et du grand mât, $\frac{1}{12}$, et ceux de la vergue du perroquet de fougue (d'artimon), $\frac{1}{14}$ de la longueur de vergue correspondante.

Le gui-bôme se trouve à 0,3—0,6 *m* au-dessus de la lisse de garde-corps, ou à 2 *m* au-dessus du pont dans les bâtiments à pont entier. S'il y a cabines sur pont, le gui-bôme doit être à 1—1,25 *m.* au-dessus de ces cabines.

Le boute-hors de bonnette, dont la longueur est égale à la moitié de celle de la vergue correspondante est situé d'environ $\frac{1}{3}$ de sa longueur en dedans du bout de vergue. Longueur de la vergue de la bonnette $= \frac{4}{7}$ à $\frac{5}{7}$ du boute-hors correspondant; le point de suspension de cette vergue est à $\frac{1}{3} - \frac{2}{5}$ de l'extrémité intérieure.

La ralingue de fond de foc est égale à la longueur du bâton de foc (boute-hors du beaupré) + 0,6 *m*. La ralingue de têtière = 0,8 fois la longueur de la draille ; la ralingue de chute mesure 0,8 de la longueur de la ralingue de têtière. L'angle de la draille avec le mât (de hune) comporte 51—53° et l'angle de l'étai de hune avec le mât 34—35°.

Basses voiles *). La ralingue de fond doit se trouver à une hauteur telle que la manœuvre de celles-ci ne soit gênée ni par les constructions sur pont, ni par les chaloupes.

L'échancrure comporte au moins 0,9 *m*. Dans la plupart des cas, les ralingues de chute des misaines sont parallèles, tandis que la grand'voile s'élargit de 1 à 2 *m* vers le bas.

Huniers **). La ralingue de fond est rectiligne sur presque toute sa longueur ; sa distance maxima au milieu de la basse vergue est de 0,9 *m* ; l'échancrure est de $\frac{1}{11}$ de la hauteur de la voile au-dessus de la ralingue de têtière de la basse voile. L'échancrure du perroquet de fougue est plus forte et comporte environ 1,25 *m* afin de faciliter la manœuvre des bras du grand-hunier. Dans les bricks, les huniers sont échancrés d'environ 0,5 *m*.

Le ris inférieur (des huniers) se trouve à mi-hauteur de la voile.

La longueur de la ralingue de fond de la voile à baume (brigantine) est réglée de telle façon que le point d'écoute dans les vaisseaux à la frégate tombe à 0,23 *L* (mesuré à la flottaison) en arrière de la perpendiculaire de poupe ; dans les bricks avec gui, le point d'écoute se trouve à 0,16—0,19 *L* en arrière de la même perpendiculaire ; en cas d'absence de gui, le point d'écoute se trouve à peu près dans le prolongement de l'arête arrière de poupe.

*) Grand'voile et misaine.

**) Grand hunier, petit hunier, hunier d'artimon ou perroquet de fougue.

Les voiles de perroquet et de cacatois reçoivent une échancrure de 83 *mm* par *m* de la largeur inférieure.

L'aire des voiles, donnée par les tableaux et par les données précédentes, doit être corrigée de telle manière que le moment (de l'aire) de la voilure par rapport à la flottaison ne dépasse, dans aucune direction, 5 fois la grandeur $\frac{2}{3}\int y^3\,dx$ (v. p. 558). La position des mâts est aussi à changer lorsque le rapport du moment des aires des voiles d'avant à celui des voiles d'arrière par rapport au milieu entre perpendiculaires ne se trouve pas entre les limites 1 : 0,74 et 1 : 0,84.

En général, dans les navires bien gréés, la hauteur du point d'action (centre de voilure ou point vélique) se trouve au-dessus de la flottaison des quantités données par le tableau suivant:

Désignation des bâtiments.	Profondeur du centre de gravité du déplacement au-dessous de la flottaison		Hauteur du centre de voilure au-dessus de la flottaison	
	m.	pieds.	*m.*	pieds.
Frégates	1,19—1,73	3,8—5,5	16,9—17,6	54—56
Bricks	1,15—1,41	3,5—4,5	11,3—14,1	36—45
Schooners.....	0,88—1,19	2,8—3,8	9,4—11,9	30—38
Cutters (côtres).	1,78—0,94	2,5—3	7,8—8,3	25—28

Les hauteurs minimum sont à prendre pour les bateaux les moins forts du côté.

B. DISPOSITION DES MATS

L = longueur du bateau entre perpendiculaires.

Position des mâts.	*mm* par *m*.
1) *Vaisseaux à la frégate.*	
Mât de misaine 0,16L—0,18L en arr. de la perp. de proue ; *i.s.* vertic. *) =	21
Grand mât 0,08L—0,075L en arr. du milieu ; » » =	56
Mât d'artimon 0,154L en av. de la perp. de poupe ; » » =	83
Inclinaison **) du beaupré	290—333
2) *Barques.*	
Mât de misaine 0,21L—0,23L en arr. de la perp. de proue ; *i.s.* vertic. =	21
Grand mât 0,15L—0,11L en arr. du milieu ; » » =	56
Mât d'artim. 0,13L—0,135L en av. de la perp. de poupe ; » » =	83
Inclinaison du beaupré	290—333
3) *Bricks.*	
Mât de misaine 0,2L—0,22L en arr. de la perp. de proue ; *i.s.* vertic. =	56
Grand mât 0,14L—0,13L en arr. du milieu ; » » =	104
Inclinaison du beaupré	290—333
4) *Schooners et brigantins.*	
Mât de misaine 0,22L—0,25L en arr. de la perp. de proue : *i.s.* vertic. =	125—146
Grand mât 0,14L—0,125L en arr. du milieu ; » » =	146—166
Inclinaison du beaupré	166—208
5) *Vapeurs gréés comme les goëlettes à trois mâts.*	
Mât de misaine 0,22L en arr. de la perp. de proue ; *i.s.* vertic. =	83—104
Grand mât 0,16L en arr. du milieu ; » » =	104—125
Mât d'artimon 0,11L en av. de la perp. de poupe ; » » =	139—166
Inclinaison du beaupré	208
6) *Vapeurs gréés comme les schooners à deux mâts.*	
Mât de misaine 0,237L en arr. de la perp. de proue ; *i.s.* vertic. =	83—104
Grand mât 0,195L en arr. du milieu ; » » =	104—125
Inclinaison du beaupré	208
7) *Cutters.*	
Mât 0,13L—0,15L en arr. du milieu ; *i.s.* vertic. =	40—69
Inclinaison du bout de beaupré	69

*) Inclinaison sur la verticale par m de la projection verticale.
**) Inclinaison sur la verticale par m de la projection horizontale.

C. TABLEAU DONNANT LES LONGUEURS DES MATS ET VERGUES POUR BATEAUX DE TOUTES LES SORTES

D'après Fincham.

Le tableau ci-dessous donne la longueur des mâts prise au pied du mât à l'arête inférieure des traversières de hune ou de perroquet, ainsi que la longueur des vergues, bouts de vergues compris.

Signification des multiplicateurs : L = longueur du bateau entre perpendiculaires; B = largeur maximum à la ligne d'eau supérieure; M et V = longueurs respectives des mâts et des vergues correspondants.

	Multiplicateurs.	Vaisseaux à la frégate.	Barques.	Bricks.	Vapeurs				Brigantins.	Schooners.	Sloops.
					Trois mâts	Deux mâts					
						Bâtiments de guerre.	Paquebots.	Mauvais voiliers.			
Grand bas mât.....	*B*	2,02—1,945	2,196—2	2,088—1,81	2,54	2,42	1,92	2,29	2,8	2,57	2,826
Tête ou ton.....	*M*	0,2	0,199—0,2	0,2	0,173	0,155	0,196	0,11	0,126	0,164	0,215
Bas mât de misaine....	*B*	1,816—1,815	1,976—1,896	1,948—1,690	2,146	2,118	1,83	2,611	2,192	2,47	—
Tête ou ton...	*M*	0,2	0,2	0,2—0,177	0,196	0,182	0,236	0,158	0,144	0,174	—
Bas mât d'artimon.....	*B*	1,687—1,64	1,607—1,984	—	2,09	—	—	—	—	—	—
Tête ou ton.....	*M*	0,161	0,16	—	0,14	—	—	—	—	—	—
Grand mât de hune....	*B*	1,29—1,18	1,256—1, 47	1,186—0,974	1,58	1,46	1,03	0,98	0,8	1,31	1,923
Ton ou tête à pavillon.	*V*	0,163—0,16	0,16	0,163—0,191	0,193	0,221	0,242	0,33	0,87	0,213	0,174
Petit mât de hune.....	*B*	1,165—1,159	1,13—1,08	1,107—0,974	1,217	1,085	0,855	—	0,32	0,93	—
Tête ou ton.....	*V*	0,161—0,168	0,16	0,163—0,191	—	—	—	—	—	—	—
Mât de hune d'artimon (perroquet de fougue)	*B*	0,854—0,867	1,085—1,021	—	1,147	—	—	—	—	—	—
Ton ou tête à pavillon.	*V*	0,141—0,143	0,26—0,247	—	0,188	—	—	—	—	—	—

Mât du gr. perroquet...	B	0,64—0,564	0,736—0,757	0,725—0,566	—	—	—	—	—	—	—
Ton ou tête à pavillon.	V	0,143	0,873—0,81	0,142	—	—	—	—	moitié du	—	—
Mât du petit perroquet.	B	0,576—0,558	0,662—0,719	0,691—0,566	—	—	—	—	petit mât	—	—
Ton.....	V	0,146—0,144	—	0,142	—	—	—	—	de hune	—	—
Ton du petit perroquet..	V	—	—	—	0,478	0,477	0,56	—	—	0,5	—
Ton du petit cacatois...	V	—	0,488—0,51	—	—	—	—	—	0,68	—	—
Perroquet d'artimon ...	B	0,416—0,451	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ton.....	V	0,143—0,144	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Mât du cacatois ou du perroquet volant....	B	0,426—0,374	—	0,376	—	—	—	—	—	—	—
Ton ou tête à pavillon.	V	0,166—0,186	—	0,25	—	—	—	—	—	—	—
Mât du petit perroquet volant.....	B	0,394—0,37	—	0,376	—	—	—	—	—	—	—
Ton ou tête à pavillon.	V	0,17—0,187	—	0,25	—	—	—	—	0,68	—	—
Mât de la perruche volante.....	B	0,285—0,288	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ton ou tête à pavillon	V	0,163—0,225	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Mât de beaupré	B	1,455—1,418	1,435	1,377	1,288	1,059	1,05	1,305	1,248	1,539	1,923
Boute-hors de beaupré.	B	1,03	1,234	1,377	1,231	1,102	1,025	—	1,273	1,4	—
Boute-hors du clin-foc..	B	0,414—1,02	1,093	1,528	—	—	—	—	—	—	—
Grande vergue.....	L	0,527—0,515	0,5	0,501	0,336	0,305	—	—	0,527	—	—
Vergue de grand hunier	L	0,380—0,363	0,378	0,386	0,21	—	—	—	0,345	—	—
Vergue du grand perroquet.....	L	0,257—0,243	0,243	0,264	—	—	—	—	0,245	—	—
Vergue du grand cacatois ou du perroquet volant.....	L	0,197—0,182	0,182	0,203	—	—	—	—	—	—	—
Vergue de misaine.....	L	0,475—0,491	0,45	0,466	0,349	0,392	0,345	—	0,527	0,55	0,763
Vergue du petit hunier.	L	0,342—0,34	0,34	0,379	0,294	0,307	0,284	—	0,441	0,451	—
Vergue du petit perroquet	L	0,231—0,223	0,221	0,246	0,185	0,181	0,193	—	0,282	0,325	—
Vergue du petit cacatois ou du petit perroquet volant.....	L	0,178—0,167	0,166	0,189	—	—	—	—	—	—	—

	Multiplicateurs.	Vaisseaux à la frégate.	Barques.	Bricks.	Vapeurs				Brigantins.	Schooners.	Sloops.
					Trois mâts	Deux mâts					
						Bâtiments de guerre.	Paquebots.	Mauvais voiliers.			
Vergue sèche ou barrée.	L	0,342—0,34	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Vergue de hune d'artimon	L	0,253—0,227	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Vergue de perroquet d'artimon	L	0,171—0,139	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Vergue de cacatois d'artimon	L	0,131—0,095	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Gui-bôme	L	0.37—0,358	0,377	—	0,272	0,36	—	—	0,58	0,658	0,79
(Vergue à) Corne d'artimon	L	0,231—0,272	0,277	—	0,208	0,22	0,171	0,168	0,290	0,352	0,572
(Vergue à) Corne du grand mât ou (vergue à) corne d'artimon de cape	L	0,139—0,178	0,175	—	—	—	—	—	—	—	—
Corne du gr. taille-vent	L	—	—	—	0,141	0,166	0,124	—	—	—	—
Corne de misaine goélette	L	—	0,183	—	0,235	0,22	0,171	0,208	0,290	—	—
Corne du taille-vent de misaine	L	—	—	—	0,178	0,166	0,125	—	—	—	—
Corne du perroquet de fougue	L	—	0,652	—	—	—	—	—	—	—	—

Longueur des bouts de vergue de hune..... 0,083 de la longueur de la vergue de hune.

Longueur des bouts des autres vergues..... 0,041 de la longueur de la vergue correspondante.

D. LE PLUS GRAND DIAMÈTRE DES MATS ET DES VERGUES

dépend de la longueur totale de ces mâts et de ces vergues. Les mâts et vergues ont mêmes dimensions qu'ils soient en fer ou en bois.

Le rapport de la longueur au plus grand diamètre est pour :

1° *Vaisseaux à la frégate* :

Grand mât et mât de misaine (bas mâts)	38	Vergues des huniers	51
Bas mât d'artimon	42	Vergues des perroquets	57
Mât de hune	39	Vergues des cacatois	60
Mâts de perroquet	60	Gui-bôme	54
Basses vergues	48	Cornes	48

Bâton de foc 33 (longueur hors du beaupré); tangons des bonnettes basses, vergues des bonnettes de hune et épars 54; vergues des bonnettes basses 36 ; vergues des bonnettes de perroquet 42.

La plus grande dimension du beaupré, prise verticalement, est égale au diamètre du grand mât; prise horizontalement, elle est égale à la moyenne arithmétique du diamètre du grand mât, et de celui du mât de misaine.

2° *Barques* :

Grand mât et mât de misaine (bas mâts)	38	Hunier d'artimon	72
Bas mât d'artimon = $^2/_3$ du diamètre du grand mât.		Cornes du perroquet de fougue	24

Les autres rapports sont les mêmes que dans 1.

3° *Bricks* :

Grand mât et mât de misaine (bas mâts)	39
Mât de hune	39

Les autres rapports sont à prendre dans 2.

4° *Schooners* :

Bas mâts	48	Vergue de ton	57
Mâts de hune	54	Vergue de perroquet	60
Vergue de misaine	54	Gui-bôme	57

Cornes de la grand'voile et de la voile de misaine 51 ; corne pour la voile aurique du perroquet de fougue 24 ; bâton de foc hors du beaupré 36 ; tangon des bonnettes basses et épars, vergues des bonnettes de hune et épars 54 ; vergues des bonnettes basses et vergues des bonnettes de perroquet 36 ; le diamètre du beaupré est égal à la moyenne arithmétique des diamètres des deux mâts.

5° *Cutters* :

Bas mâts	51	Gui	60
Mâts de hune	54	Cornes	54
Vergues	54	Bout de beaupré	30

6° *Yachts* :

Mâts	60	Vergue de la voile de fortune	72
Gui	54	Bout de beaupré	36
Cornes	48		

Le diamètre maximum dans les bas mâts se trouve à la hauteur du pont supérieur; dans les mâts de hune, il se trouve au chouquet: dans le beaupré, il se trouve entre apôtres (ou hauts des apôtres); dans le bout de beaupré, pour cutters et yachts, il se trouve au $\frac{1}{3}$ de sa longueur à partir de son extrémité intérieure; dans les vergues, le diamètre maximum se trouve au milieu de la longueur; dans les bouts dehors du grand foc et du clin-foc, il se trouve à l'extrémité du beaupré et du bout dehors du grand foc.

Le gui-bôme a sa plus forte épaisseur au $\frac{1}{3}$ de sa longueur à partir de l'arrière ou bien au point d'attache des écoutes ; tous les bouts dehors des bonnettes ont leur maximum d'épaisseur au $\frac{1}{3}$ de la longueur à partir de l'extrémité intérieure; les livardes ou balestons au $\frac{1}{3}$ de la longueur à partir du bas.

E. RAPPORT DU PLUS PETIT DIAMÈTRE AU PLUS GRAND

1° *Bas mâts* :

Vaisseaux à la frégate, barques et bricks
- à la base $\frac{5}{6}$,
- à l'arête inférieure de la traversière $\frac{4}{5}$,
- » » dans les mâts composés $\frac{3}{4}$,
- au chouquet $\frac{3}{4}$,
- » dans les mâts composés $\frac{2}{3}$.

Schooners
- à la base $\frac{5}{6}$,
- à l'arête inférieure de la traversière $\frac{3}{5}$ ou $\frac{3}{4}$,
- au chouquet $\frac{1}{2}$ ou $\frac{2}{3}$.

Cutters
- à la base $\frac{5}{6}$,
- à l'arête inférieure de la traversière $\frac{6}{7}$ ou $\frac{4}{5}$,
- au chouquet $\frac{3}{4}$,

Le tenon du pied du mât mesure $\frac{1}{2}$ du plus grand diamètre du mât dans le sens longitudinal du bâtiment et $\frac{2}{3}$ du même diamètre dans le sens transversal.

2° *Mâts de hune* :

Vaisseaux à la frégate, barques et bricks
- à l'arête inférieure de la traversière $\frac{4}{5}$ ou $\frac{5}{7}$,
- au chouquet $\frac{9}{13}$ ou $\frac{5}{9}$.

Schooners et cutters
- à l'arête inférieure de la traversière $\frac{10}{13}$ ou $\frac{5}{6}$,
- à l'extrémité inférieure du ton $\frac{1}{2}$ ou $\frac{3}{7}$.

3° *Mâts de perroquet* :

Vaisseaux à la frégate, barques et bricks : à l'arête inférieure de la traversière $\frac{10}{13}$ ou $\frac{4}{5}$, au ton $\frac{4}{9}$ ou $\frac{5}{9}$.

4° *Mâts de beaupré (ou bout de beaupré) et bâton de foc* :

Vaisseaux à la frégate, barques et bricks { à la base $\frac{5}{6}$, au chouquet $\frac{2}{3}$.

Shooners et cutters { à la base 1, au chouquet $\frac{2}{3}$ à $\frac{3}{4}$.

Le tenon à la base du beaupré a pour hauteur les $\frac{2}{3}$ et pour largeur les $\frac{7}{12}$ du plus grand diamètre.

A l'extrémité extérieure du bout dehors de grand foc $\frac{2}{3}$ ou $\frac{3}{4}$;

A l'extrémité extérieure du bout dehors de clin-foc $\frac{2}{3}$ ou $\frac{3}{4}$; à son extrémité intérieure $\frac{3}{4}$.

Bouts dehors de grand foc et clin-foc réunis : extrémité intérieure $\frac{2}{3}$, extrémité extérieure $\frac{1}{2}$

5° *Vergues* :

Basses vergues et vergues de hune, au bout de vergue $\frac{1}{2}$,

Vergues de perroquet et de cacatois » » $\frac{3}{7}$ à $\frac{1}{2}$,

Vergue barrée (sèche), ... » » $\frac{3}{7}$ à $\frac{1}{2}$,

Vergues de bonnettes, ... » » $\frac{3}{7}$ à $\frac{1}{2}$,

Vergue de voile de fortune dans les schooners et les cutters $\frac{1}{2}$.

Vergues de hune dans les schooners et les cutters $\frac{3}{7}$.

6° *Gui-bôme* :

Vaisseaux à la frégate, barques, bricks et schooners { à l'extrémité extérieure $\frac{3}{4}$, à l'extrémité intérieure $\frac{2}{3}$.

Cutters { à l'extrémité extérieure $\frac{3}{4}$, à l'extrémité intérieure $\frac{5}{7}$.

7° *Vergues à cornes (ou cornes)* :

Épaisseur maximum $= \frac{2}{3}$ de celle du gui.

Vaisseaux à la frégate, barques, bricks, schooners et cutters { à l'extrémité extérieure $\frac{1}{2}$ ou $\frac{5}{9}$, à l'extrémité intérieure $\frac{3}{5}$ ou $\frac{5}{9}$.

8° *Tangon de la bonnette basse et bout dehors de la bonnette* :

Aux extrémités extérieure et intérieure $\frac{2}{3}$ ou $\frac{3}{4}$.

F. HUNES ET CHOUQUETS

Largeur de la hune $= \frac{1}{3}$ de la longueur du mât de hune qui la surmonte ; longueur de cette hune $= 0{,}5$ à $0{,}6$ de sa largeur.

Hauteur des barres maîtresses de hune $= 21$ *mm* par *m* ($\frac{1}{4}$ de pouce par pied) du mât de hune. Épaisseur $= \frac{1}{3}$ de la hauteur.

Largeur des traversières de hune $= \frac{3}{7}$ à $\frac{1}{2}$ du diamètre du mât au chouquet. La hauteur est égale aux $\frac{5}{6}$ de la largeur.

Longueur des chouquets en bois de 3 à 3 $\frac{1}{2}$ fois le diamètre des mâts qui les traversent ; largeur $= 1\ \frac{3}{4}$ fois le diamètre ; hauteur $= \frac{5}{6}$ du diamètre.

La longueur des plus longues barres traversières de hune et de perroquet est égale à la moitié de la plus longue barre traversière des bas mâts. Toutes ces barres sont proportionnées de la même façon.

G. DONNÉES POUR L'EXÉCUTION DU TRACÉ DES VOILES, POUR LA POSITION ET LES DIMENSIONS DES MATS ET VERGUES D'APRÈS LE « MÉMORIAAL VAN DE MARINE »

Désignons par S l'aire totale en m^2 des voiles introduites dans le cas d'un vent du travers (traversier) agissant dans de bonnes conditions, et H la hauteur, en *m*, de leur centre de gravité commun au-dessus de la ligne d'eau en charge. Il faut alors que le moment SH ne dépasse pas 15 fois le moment de stabilité (produit du déplacement en tonnes par la hauteur du métacentre au-dessus du centre de gravité de tout le système).

De plus, désignons par S_1 l'aire totale des voiles suivantes placées dans la longueur du bateau : Voile d'artimon, grand'voile et voile de misaine, petite voile d'étai (ou étai de misaine) et grand foc ; et soit H la hauteur au-dessus de la ligne d'eau en charge du centre de gravité commun des voiles venant d'être nommées ; le rapport $S_1 H_1 : SH$ doit être :

pour vaisseaux-frégates	$= 0{,}2554$,
barques	$= 0{,}2872$,
bricks	$= 0{,}3050$,
goëlettes à trois mâts	$= 0{,}5623$.

Dans les bâtiments à voiles carrées, il faut ensuite déterminer la longueur R de la grande vergue. Cette longueur et les longueurs des bois qui en dépendent seront déterminées en fonction de la largeur B

du bâtiment mesurée à la ligne d'eau en charge et en fonction de la distance entre perpendiculaires L.

R dans les bâtiments à voiles, ne doit pas être supérieure à 0,55 L. et dans les bâtiments à vapeur à 0,45 L. R ne doit pas non plus dépasser 2,25 B et enfin ne pas être supérieure à 32 m. Désignons maintenant par F la hauteur de la ralingue de fond de la grand'voile au-dessus de la ligne de flottaison, on peut, dans les bateaux à voiles carrées excellentes, se servir de l'équation

$$S = mR(H - F),$$

où m pour vaisseaux-frégates = 4,952,
» barques = 4,573,
» bricks = 3,579,
» goëlettes trois mâts = 4,413.

Remarque. Les goëlettes à trois mâts, peuvent aussi bien être calculées comme bateaux à voiles carrées que comme bateaux à voiles à corne.

Pour les schooners on peut se servir de la relation

$$S_1 = nR(H_1 - F),$$

où n pour schooners à voiles à 2 ou 3 mâts = 2,68 et pour schooners à vapeur = 1,40.

Détermination de la longueur M du grand mât. Pour les bâtiments à voiles carrées on est dans de bonnes conditions en prenant

$$M = L + p(H - F),$$

où p pour vaisseaux-frégates = 1,458,
» barques = 1,449,
» bicks = 1,297,
» goëlettes à trois mâts = 2,020,

et pour schooners :

$$M = F + q(H_1 - F),$$

où q pour schooners à trois mâts (goëlettes) = 2,63, à deux mâts = 2,78.

Pour bateaux à voiles carrées, on calcule encore la valeur suivante servant de module de comparaison

$$Z = \sqrt[3]{R^2 M},$$

et pour tous les bateaux :

$$X = \frac{S_1}{H_1 - F}.$$

Les valeurs M, R, X et Z, constituent les unités comparatives au moyen desquelles on calcule les dimensions des autres mâts et vergues.

Répartition des mâts sur la ligne d'eau en charge entre perpendiculaires.

Distance à la perpendiculaire de proue, la longueur *L* étant prise pour unité.

	Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes 3 mâts.	Schooners.
Mât de misaine	0,16	0,17	0,18	0,20	0,22
Grand mât	0,59	0,60	0,63	0,56	0,64
Mât d'artimon	0,87	0,90	—	0,87	—

Inclinaison des mâts par rapport à la verticale.

Mât de misaine	2—3°	2—3°	3°	6°	$14^1/_2°$
Grand mât	4—$5^1/_2°$	4—$5^1/_2°$	$5^1/_2°$	$7^1/_2°$	$14^1/_2°$
Mât d'artimon	6—8°	6—8°	—	9°	—

La position du centre de gravité commun des voiles majeures ordinairement employées est la suivante :

	Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes 3 mâts.	Schooners.
Centre de gravité des voiles à partir de la perpendiculaire de proue.	0,435	0,408	0,380	0,401	0,456
Centre de gravité des voiles en avant du milieu.	0,065	0,092	0,120	0,099	0,044

Dimensions des mâts et vergues.

		Unités de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées				
			Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes à trois mâts.	Schooners.
Grand mât *)	Longueur au-dessus de la flottaison	M	1	1	1	1	1
	Longueur du ton	»	0,18	0,18	0,18	0,15	0,12
	Diamètre maximum **)	Z	0,0255	0,0255	0,0255	0,022	0,022
	» au pied	»	0,019	0,019	0,019	0,0165	0,0165
	» au ton	»	0,017	0,017	0,017	0,015	0,015
Mât de misaine *)	Longueur au-dessus de la flottaison	M	0,94	0,94	0,94	0,85	0,97
	Longueur du ton	»	0,18	0,18	0,18	0,136	0,12
	Diamètre maximum	Z	0,0255	0,0255	0,0255	0,0255	0,022
	» au pied	»	0,019	0,019	0,019	0,017	0,0165
	» au ton	»	0,017	0,017	0,017	0,015	0,015
Mât d'artimon	Longueur au-dessus de la flottaison	M	0,88	1,0	—	0,87	—
	Longueur du ton	»	0,141	0,18	—	0,13	—
	Diamètre maximum	Z	0,0185	0,0225	—	0,019	—
	» au pied	»	0,014	0,017	—	0,0142	—
	» au ton	»	0,012	0,015	—	0,013	—
Beaupré	Longueur en avant de la perp. de proue	X	0,125	0,125	0,16	0,11	0,083
	Diamètre maximum	Z	0,0255	0,0255	0,0255	0,022	0,018
	Diamèt. à l'extrém. intér.	»	0,019	0,019	0,019	0,0165	0,013
	» » extér.	»	0,017	0,017	0,017	0,016	0,011
Grand mât de hune	Longueur totale	M	0,55	0,60	0,65	0,70	0,50
	» du ton	»	0,073	0,079	0,086	0,077	0,0625
	Diamètre maximum	Z	0,016	0,016	0,016	0,015	0,0105
	» au ton (tête)	»	0,0107	0,0107	0,0107	0,005	0,0035
Petit mât de hune	Longueur totale	M	0,55	0,60	0,65	0,50	0,50
	» du ton	»	0,073	0,079	0,086	0,075	0,0625
	Diamètre maximum	Z	0,016	0,016	0,016	0,016	0,0105
	» au ton	»	0,0107	0,0107	0,0107	0,0107	0,0035
Mât du perroquet de fougue	Longueur totale	M	0,425	0,60	—	0,38	—
	» du ton	»	0,056	0,063	—	0,058	—
	Diamètre maximum	Z	0,012	0,01	—	0,0087	—
	» au ton	»	0,008	0,0033	—	0,0029	—
Bout dehors de grand foc	Longueur totale	X	0,20	0,20	0,26	0,20	0,16
	» extérieure	»	0,11	0,11	0,14	0,11	0,10
	Diamètre maximum	»	0,0055	0,0055	0,007	0,0055	0,004
	» à l'extérieur	»	0,0041	0,0041	0,0046	0,0041	0,003
Mât du grand perroquet	Longueur totale	M	0,45	0,50	0,55	—	—
	» du ton inférieur	»	0,17	0,19	0,21	—	—
	» » supér.	»	0,03	0,033	0,036	—	—
	Diamètre maximum	Z	0,0092	0,0094	0,0096	—	—
	» au ton	»	0,0046	0,0047	0,0048	—	—

*) Bas mâts.

**) L'épaisseur des mâts est déterminée d'après celle de la basse vergue.

		Unités de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées				
			Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes à trois mâts.	Schooners.
Mât du petit perroquet	Longueur totale	*M*	0,45	0,50	0,55	0,40	—
	» du ton inférieur	»	0,17	0,19	0,21	0,146	—
	» » supér...	»	0,03	0,033	0,036	0,026	—
	Diamètre maximum	*Z*	0,0092	0,0094	0,0096	0,0098	—
	» au ton	»	0,0046	0,0047	0,0048	0,0049	—
Mât du perroquet d'artimon (ou de la perruche)	Longueur totale	*M*	0,36	—	—	—	—
	» du ton inférieur	»	0,137	—	—	—	—
	» » supér...	»	0,024	—	—	—	—
	Diamètre maximum	*Z*	0,007	—	—	—	—
	» au ton	»	0,0035	—	—	—	—
Bouts dehors du clin-foc	Longueur totale	*X*	0,188	0,188	0,22	0,167	—
	» du ton	»	0,008	0,008	0,008	0,007	—
	Diamèt. maximum	»	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	—
	» à l'extrém. intér.	»	0,0018	0,0018	0,0018	0,0018	—
	» » exter.	»	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	—
Mât de senau du grand mât	Diam. à la haut. de la vergue à corne et au-dessus	»	0,0024	0,0024	0,0042	0,0026	—
	Diamètre au pied	»	0,0016	0,0016	0,0042	0,0018	—
Mât de senau du mât de misaine	Diam. à la haut. de la vergue à corne et au-dessus	»	0,0024	0,0024	0,0032	0,0022	—
	Diamètre au pied	»	0,0016	0,0016	0,0022	0,0015	—
Mât de senau du mât d'artimon	Diam. à la haut. de la vergue à corne et au-dessus	»	0,0024	0,0024	—	0,0022	—
	Diamètre à la base	»	0,0024	0,0024	—	0,0022	—
Gui	Longueur	»	0,173	0,185	0,32	0,185	0,215
	Diam. maximum	»	0,0031	0,0032	0,0057	0,0037	0,004
	» à l'extrém. exter.	»	0,0024	0,0024	0,0042	0,0027	0,0031
	» » intérieure	»	0,0021	0,0021	0,0038	0,0025	0,0027
Vergue à corne d'artimon	Longueur	»	0,12	0,12	—	0,11	—
	Diamètre au croissant	»	0,0024	0,0024	—	0,0022	—
	« à l'extrémité	»	0,0016	0,0016	—	0,0015	—
Vergue à corne de taille-vent	Longueur	»	0,06	0,06	0,105	0,055	0,06
	Diamètre au croissant	»	0,0024	0,0024	0,0042	0,0022	0,0024
	» à l'extrémité	»	0,0016	0,0016	0,0028	0,0015	0,0016
Grande vergue à corne	Longueur	»	0,12	0,12	0,21	0,13	0,12
	Diamètre au croissant	»	0,0024	0,0024	0,0042	0,0026	0,0024
	» à l'extrémité	»	0,0016	0,0016	0,0028	0,0018	0,0016
Vergue à corne de misaine	Longueur	*X*	0,12	0,12	0,162	0,11	0,21
	Diamètre au croissant	»	0,0024	0,0024	0,0032	0,0022	0,0024
	» à l'extrémité	»	0,0016	0,0016	0,0022	0,0015	0,0016
Grande vergue	Longueur	*R*	1	1	1	—	
	Long. des bouts de vergue	»	0,045	0,045	0,045	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,018	0,018	0,018	—	—
	» aux extrémités	»	0,009	0,009	0,009	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	0,72	0 72	0,72	—	—
Vergue de misaine	Longueur	*R*	1	1	1	1	—
	Long. des bouts de vergue	»	0,045	0,045	0,045	0,045	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,018	0,018	0,018	0,018	—
	» aux extrémités	»	0,009	0,009	0,009	0,009	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	0,66	0,66	0,66	0,64	—

		Unités de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées				
			Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes à trois mâts.	Schooners.
Vergue barrée	Longueur	*R*	0,75	—	—	—	—
	Long. des bouts de vergue	»	0,034	—	—	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,012	—	—	—	—
	» aux extrémités	»	0,006	—	—	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	0,66	—	—	—	—
Vergue du grand hunier	Longueur	*R*	0,78	0,78	0,78	—	—
	Long. des bouts de vergue	»	0,104	0,104	0,104	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,013	0,013	0,013	—	—
	» aux extrémités	»	0,0065	0,0065	0,0065	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,23	1,27	1,32	—	—
Vergue du petit hunier	Longueur	*R*	0,78	0,78	0,78	0,78	—
	Longueur des bouts de vergue	»	0,104	0,104	0,104	0,104	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,013	0,013	0,013	0,012	—
	» aux extrémités	»	0,0065	0,0065	0,0065	0,006	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,17	1,213	1,26	1,09	—
Vergue du hunier d'artimon	Longueur	*R*	0,59	—	—	—	—
	Longueur des bouts de vergue	»	0,08	—	—	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,01	—	—	—	—
	» aux extrémités	»	0,05	—	—	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,05	—	—	—	—
Vergue du grand perroquet	Longueur	*R*	0,45	0,45	0,45	—	—
	Longueur des bouts de vergue	»	0,0297	0,0297	0,0297	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,0072	0,0075	0,0076	—	—
	» aux extrémités	»	0,0036	0,00375	0,0038	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,50	1,57	1,635	—	—
Vergue du petit perroquet	Longueur	*R*	0,45	0,45	0,45	0,45	—
	Longueur des bouts de vergue	»	0,0297	0,0297	0,0297	0,0297	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,0072	0,0075	0,0076	0,0075	—
	» aux extrémités	»	0,0036	0,00375	0,0038	0,00375	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,445	1,51	1,58	1,321	—
Vergue du perroquet d'artimon	Longueur	*R*	0,33	—	—	—	—
	Long des bouts de vergue	»	0,0218	—	—	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,0055	—	—	—	—
	» aux extrémités	»	0,00275	—	—	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,27	—	—	—	—
Vergue du grand cacatois	Longueur	*R*	0,30	0,30	0,30	—	—
	Long. des bouts de vergue	»	0,012	0,012	0,015	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,005	0,005	0,005	—	—
	» aux extrémités	»	0,0025	0,0025	0,0025	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,673	1,765	1,847	—	—

		Unités de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées				
			Vaisseaux-frégates.	Barques.	Bricks.	Goélettes à trois mâts.	Schooners
Vergue du petit cacatois	Longueur	*R*	0,30	0,30	0,30	0,325	—
	Long. des bouts de vergue.	»	0,012	0,012	0,015	0,020	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,005	0,005	0,005	0,005	—
	» aux extrémités	»	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,62	1,706	1,795	1,475	—
Cacatois d'artimon	Longueur	*R*	0,222	—	—	—	—
	Longueur des bouts de vergue	»	0,0107	—	—	—	—
	Diamètre au milieu	*Z*	0,0045	—	—	—	—
	» aux extrémités	»	0,00225	—	—	—	—
	Hauteur de l'axe au-dessus de la flottaison	*M*	1,41	—	—	—	—
Tangons	Longueur (approximative)	*R*	0,6	0,6	0,6	0,6	—
	Diam. maximum	*Z*	0,009	0,009	0,009	0,008	—
	» à l'extrém. extér.	»	0,007	0,007	0,007	0,006	—
Bout dehors de la bonnette (grande vergue)	Longueur	*R*	0,5	0,5	0,5	—	—
	Diam. maximum	*Z*	0,008	0,008	0,008	—	—
	» à l'extrém. extér.	»	0,006	0,006	0,006	—	—
Bout dehors de la bonnette (vergue de misaine)	Longueur	*R*	0,5	0,5	0,5	0,5	—
	Diam. maximum	*Z*	0,008	0,008	0,008	0,008	—
	» à l'extrém. extér.	»	0,006	0,006	0,006	0,006	—
Bout dehors de la bonnette (vergue de grand hunier)	Longueur	*R*	0,39	0,39	0,39	—	—
	Diam. maximum	*Z*	0,0066	0,0066	0,0066	—	—
	» à l'extrém. extér.	»	0,005	0,005	0,005	—	—
Bout dehors de la bonnette (vergue du petit hunier)	Longueur	*R*	0,39	0,39	0,39	0,37	—
	Diam. maximum	*Z*	0,0066	0,0066	0,0066	0,0062	—
	» à l'extrém. extér.	»	0,005	0,005	0,005	0,0048	—
Vergue de la bonnette basse (grande vergue)	Longueur	*R*	0,25	0,25	0,25	—	—
	Diamètre maximum	»	0,0045	0,0045	0,0045	—	—
Vergue de la bonnette basse (vergue de misaine)	Longueur	»	0,25	0,25	0,25	0,25	—
	Diamètre maximum	»	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	—
Vergue de la bonnette de hunier (vergue de grand hunier)	Longueur	»	0,34	0,34	0,34	—	—
	Diamètre maximum	»	0,005	0,005	0,005	—	—
Vergue de la bonnette de hunier (vergue de petit hunier)	Longueur	»	0,34	0,34	0,34	0,32	—
	Diamètre maximum	»	0,005	0,005	0,005	0,0048	—
Vergue de la bonnette de perroquet (vergue du grand perroquet)	Longueur	»	0,16	0,16	0,16	—	—
	Diamètre maximum	»	0,0029	0,0029	0,0029	—	—
Vergue de la bonnette de perroquet (vergue du petit perroquet)	Longueur	»	0,16	0,16	0,16	0,16	—
	Diamètre maximum	»	0,0029	0,0029	0,0029	0,0029	—
Vergue de hunier du mât d'artimon	Longueur	*X*	—	—	—	0,08	—
	Diamètre maximum	»	—	—	—	0,0012	—
Vergue de hunier du grand mât	Longueur	»	—	—	—	0,08	—
	Diamètre maximum	»	—	—	—	0,0016	—

		Unités de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées					Observations.
			Vaisseaux frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes trois mâts	Schooners	
Chouquet du grand mât	Longueur.....	Z	0,051	0,051	0,051 } en fer.	—	—	La profondeur de la mortaise pour le ton du mât $= \frac{3}{4}$ de l'épaisseur du chouquet.
	Largeur.....	»	0,024	0,024	0,024 } en fer.	—	—	
	Épaisseur.....	»	0,012	0,012	0,012 } en fer.	—	—	
Chouquet du mât de misaine	Longueur.....	»	0,051	0,051	0,051	0,045 } en fer.	—	Tous les chouquets en fer doivent être exécutés de manière que les extrémités des tons des mâts soient recouvertes.
	Largeur.....	»	0,024	0,024	0,024	0,021 } en fer.	—	
	Épaisseur.....	»	0,012	0,012	0,012	0,0105 } en fer.	—	
Chouquet du mât d'artimon	Longueur.....	»	0,037 } en fer.	—	—	—	—	
	Largeur.....	»	0,0174 } en fer.	—	—	—	—	
	Épaisseur.....	»	0,0087 } en fer.	—	—	—	—	
Chouquet du beaupré	Longueur.....	»	0,049	0,049	0,049	0,042 M	0,034 M	
	Largeur.....	»	0,02	0,02	0,02	0,017 M	0,014 M	
	Épaisseur.....	»	0,009	0,009	0,009	0,0076 M	0,0061 M	
Barres traversières du grand bas mât	Longueur.....	M	0,20	0,21	0,23	0,245 } une pièce.	0,175 } une pièce.	Épaisseur aux extrémités $= \frac{1}{16}$ de l'épaisseur maximum.
	Largeur.....	»	0,0126	0,0132	0,0145	0,0154 } une pièce.	0,007 } une pièce.	
	Épaisseur max.	»	0,0063	0,0066	0,0072	0,0077 } une pièce.	0,0055 } une pièce.	
Barres traversières du bas mât de misaine	Longueur.....	»	0,20	0,21	0,23	0,175	0,175 } une pièce.	Épaisseur aux extrémités $= \frac{1}{16}$ de l'épaisseur maximum.
	Largeur.....	»	0,0126	0,0132	0,0145	0,007	0,007 } une pièce.	
	Épaisseur max.	»	0,0063	0,0066	0,0072	0,0055	0,0055 } une pièce.	
Barres traversières du bas mât d'artimon	Longueur.....	»	0,15	0,21 } une pièce.	—	0,215 } une pièce.	—	Épaisseur aux extrémités $= \frac{1}{16}$ de l'épaisseur maximum.
	Largeur.....	»	0,0094	0,008 } une pièce.	—	0,008 } une pièce.	—	
	Épaisseur max.	»	0,0047	0,0066 } une pièce.	—	0,0067 } une pièce.	—	

		Unité de comparaison	Facteurs par lesquels les unités de comparaison doivent être multipliées					Observations.
			Vaisseaux frégates.	Barques.	Bricks.	Goëlettes trois mâts	Schooners	
Barres maîtresses du grand bas mât	Longueur.....	*M*	0,125	0,116	0,126	0,075	0,53	L'épaisseur des barres maîtresses entre l'arête avant du mât et la traversière la plus en avant sera augmentée de la quantité exigée par le mât de hune.
	Largeur	»	0,0126	0,014	0,015	0,015	0,011	
	Épaisseur.....	»	0,0063	0,007	0,0075	0,0075	0,0055	
Barres maîtresses du bas mât de misaine	Longueur	»	0,125	0,116	0,126	0,096	0,053	
	Largeur	»	0,0126	0,014	0,015	0,012	0,011	
	Epaisseur...	»	0,0063	0,007	0,0075	0,006	0,0055	
Barres maîtresses du bas mât d'artimon	Longueur...	»	0,09	0,063	—	0,065	—	
	Largeur.....	»	0,0094	0,013	—	0,013	—	
	Épaisseur....	»	0,0047	0,0065	—	0,0065	—	
Barres traversières du grand mât de hune	Largeur.....	Longueur des traversières correspondantes.	0,04	0,037	0,037	—	—	Les longueurs de toutes les traversières de hune sont à mesurer de sorte que les haubans de hune soient parallèles aux haubans de perroquet.
	Épaisseur.....		0,034	0,03	0,03	—	—	
Barres traversières du petit mât de hune	Largeur.....		0,04	0,037	0,037	0,037	—	
	Épaisseur...		0,034	0,03	0,03	0,03	—	
Barres traversières du hunier d'artimon	Largeur.....		0,04	—	—	—	—	
	Épaisseur max.		0,034	—	—	—	—	
Barres maîtresses du grand mât de hune	Largeur		0,07	0,07	0,07	—	—	Les longueurs de toutes les barres maîtresses de hune $= \frac{1}{2}$ des longueurs des barres traversières correspondantes.
	Épaisseur.....		0,035	0,035	0,035	—	—	
Barres maîtresses du petit mât de hune	Largeur		0,07	0,07	0,07	0,07	—	
	Épaisseur.....		0,035	0,035	0,035	0,035	—	
Barres maîtresses du mât de hune d'artimon	Largeur.....		0,07	—	—	—	—	L'épaisseur des barres maîtresses en avant des mâts de hune sera augmentée d'autant que l'exige le mât de perroquet.
	Épaisseur		0,035	—	—	—	—	

III. MACHINES DE BATEAUX ET PROPULSEURS

A. RÉSISTANCE A LA MARCHE DES BATEAUX ET PUISSANCE EN CHEVAUX INDIQUÉS

Méthode de Froude. La résistance totale, en *kg*, *R* qu'éprouve un bâtiment à se mouvoir se décompose en :

1° résistance due au frottement R_f,

2° résistance due au remous R_r et,

3° résistance produite par les vagues R_v.

La résistance due au frottement se calcule au moyen de la formule

$$R_f = k\gamma S v^m,$$

où k est la résistance en *kg* pour une surface égale à 1 et une vitesse égale à 1,

γ le poids spécifique de l'eau,

S la superficie, en m^2, de la surface mouillée du bâtiment,

v la vitesse de celui-ci, en m par seconde.

Le tableau suivant donne les valeurs de k et de m,

Longueur du bâtiment à la flottaison en *m*.	Coque de bâtiment en fer avec peinture quelconque; vernis gras.		Revêtement en cuivre ou en zinc avec têtes de clous noyées.		Corvette Greyhound avec ancien recouvrement en cuivre ; et autres bâtiments à revêtement semblable.	
	k	m	k	m	k	m
5	0,1780	1,8507	0,1633	1,9015	0,2263	1,8660
10	0,1622	1,8427	0,1590	1,8525	0,2087	1,8525
20	0,1572	1,8290	0,1563	1,8270	0,1985	1,8430
30	0,1555	1,8290	0,1546	1,8270	0,1945	1,8430
40	0,1540	1,8290	0,1533	1,8270	0,1925	1,8430
50	0,1530	1,8290	0,1522	1,8270	0,1906	1,8430
60	0,1515	1,8290	0,1510	1,8270	0,1895	1,8430
70	0,1502	1,8290	0,1502	1,8270	0,1882	1,8430
80	0,1490	1,8290	0,1498	1,8270	0,1873	1,8430
90	0,1480	1,8290	0,1490	1,8270	0,1862	1,8430
100	0,1472	1,8290	0,1485	1,8270	0,1855	1,8430
110	0,1468	1,8290	0,1483	1,8270	0,1852	1,8430
120	0,1460	1,8290	0,1482	1,8270	0,1846	1,8430

Dans les calculs préliminaires, on prend $k = 0{,}15517$ et $m = 1{,}83$. La superficie S peut se déterminer approximativement au moyen de la formule :

$$S = \rho L (B + 2T).$$

Le coefficient ρ est constant dans les bâtiments semblables, mais il croît avec le degré de corpulence *) du bâtiment, et il décroît, par contre, lorsque les rapports $\frac{L}{B}$ et $\frac{T}{B}$ augmentent.

La résistance due au remous R_r comporte dans les bâtiments modernes de 8 à 10 % de la résistance due au frottement.

La résistance produite par les vagues dépend du rapport de la longueur du bateau à sa vitesse. Soient, en m, L_1 la longueur de l'avant du bateau, L_2 celle de l'arrière, et soit V le sillage ou vitesse en nœuds à l'heure ($v = 0{,}5144\ V$) ; la vitesse maximum du bateau pouvant être atteinte sans dépense excessive est :

$$V_{max} = 1{,}875\sqrt{L_1 + L_2} \quad \text{pour}$$
$$L_1 = 0{,}171\, V^2_{max} \quad \text{et}$$
$$L_2 = 0{,}114\, V^2_{max}$$
$$\overline{L_1 + L_2 = 0{,}285\, V^2_{max}}.$$

La somme $L_1 + L_2$ est par conséquent la longueur minimum que l'on peut donner à un bâtiment de vitesse donnée (V en nœuds à l'heure).

La résistance due aux vagues R_v en % de la résistance totale est :

de 28 % pour $V = V_{max}$
de 18 % pour $V = \frac{7}{8}\ V_{max}$
de 13 % pour $V = \frac{3}{4}\ V_{max}$
de 9,7 % pour $V = \frac{5}{8}\ V_{max}$
de 8 % pour $V = \frac{1}{2}\ V_{max}$

Ces nombres sont applicables dans le cas où l'avant du bateau a de 3, 5 à 4 B de longueur ; pour d'autres rapports, ces nombres sont à modifier.

Le travail nécessaire pour vaincre la résistance propre du bateau exprimé en chevaux-vapeur effectifs, est

$$(C.V.E)\ **) = \frac{Rv}{75}.$$

La puissance correspondante en chevaux-vapeur indiqués par la machine est (d'après Froude) donnée par l'expression :

$$(C.V.I) = 2{,}7\ (C.V.E)$$

Si la vitesse est autre et devient par exemple v_1, il faut, pour

*) V. pages 553 et 554.
**) Chevaux-vapeur effectifs.

atteindre cette vitesse, un nombre de chevaux indiqué représenté par l'expression :

$$(C.V.I)_1 = 2{,}206\,(C.V.E)_1 + 0{,}494\,(C.V.E)\,\frac{v_1}{v}.$$

Les formules françaises et anglaises pour la comparaison des bâtiments semblables sont à voir dans Ledieu, *Traité élémentaire des appareils à vapeur de navigation* et *La Marine à l'exposition de 1878*.

La formule suivante (de Rankine*) est applicable surtout aux bâtiments fins dont les dessins existent.

Soient en mesures anglaises :

L la longueur du bâtiment à la flottaison,

P le périmètre moyen des couples,

θ l'angle moyen des lignes d'eau avec le plan longitudinal.

Alors on a :

$$(C.V.I) = \frac{v^3}{c}\,LP\,(1 + 4\sin^2\theta + \sin^4\theta).$$

C est un coefficient qui, d'après Rankine, est égal à 20000, mais cette valeur doit être considérée comme un maximum **).

John W. Nystrom calcule la résistance opposée aux navires au moyen de sa formule applicable aux bâtiments de grand tirant d'eau :

$$R = 4SV^2.$$

V = vitesse en nœuds par heure,

Surface de résistance

$$S = A\sqrt{\frac{B^2}{B^2 + mL^2}}$$

mesures anglaises) ;

m est dépendant d'un argument $x = \frac{D}{AL}$ (ou D = déplacement en pieds^3 anglais).

De là se calcule le tableau de Nystrom :

x	m	x	m	x	m	x	m
1,00	0,000	0,77	1,05	0,67	1,77	0,57	1,72
0,95	0,024	0,76	1,12	0,66	1,84	0,56	1,67
0,90	0,228	0,75	1,20	0,65	1,90	0,55	1,61
0,88	0,326	0,74	1,28	0,64	1,96	0,54	1,55
0,86	0,432	0,73	1,35	0,63	2,00	0,53	1,50
0,84	0,558	0,72	1,43	0,62	1,97	0,52	1,44
0,82	0,692	0,71	1,51	0,61	1.93	0,51	1,38
0,80	0,836	0,70	1,59	0,60	1,88	0,50	1,32
0,79	0,902	0,69	1,64	0,59	1,82	0,49	1,26
0,78	0,978	0,68	1,71	0,58	1,77		

*) *Artizan*, Octobre 1861.

**) Rühlman, *Machinenlehre*.

Dans l'emploi de ces formules il est supposé que l'œuvre vive en fer ou à revêtement de cuivre est en bon état.

Dans les canaux étroits, la résistance est sensiblement supérieure. D'après Bourgeois, si l'aire de la section du canal est 6 fois, 8 fois ou 11 1/2 fois plus grande que celle du maître couple, la résistance est respectivement 3,3 fois, 1,8 fois ou 1,7 fois plus grande que celle correspondant à l'espace illimité.

B. ROUES A PALETTES (PALES), OU A AUBES

Soient :
R la résistance du bateau, en kg,
A l'aire de deux palettes plongeant ensemble,
m le nombre des palettes de chaque roue,
γ le poids spécifique de l'eau,
g l'accélération de la pesanteur, en m ($= 9{,}81$),
u la vitesse de rotation du centre de pression des palettes, en m,
v la vitesse du bâtiment, en m.
Alors on a :

$$R = mA\frac{\gamma\xi}{2\pi g}u^2\left(\theta_1 - \left(\frac{v}{u}\right)\theta_2 + \left(\frac{v}{u}\right)^2\theta_3\right).$$

$\frac{v}{u}$ varie de 0,7 à 0,85, limites qui correspondent à un recul ou patinement de 30 et 15 %; en moyenne $\frac{v}{u} = 20\ \%$.

Les valeurs des θ sont données dans le tableau suivant en fonction de φ qui est l'angle d'entrée des palettes dans l'eau.

φ		θ_1	θ_2	θ_3	$\theta_1 - \frac{v}{u}\theta_2 + \left(\frac{v}{u}\right)^2\theta_3$ pour $\frac{v}{u} = 0{,}8$
en degrés.	en longueur d'arc.				
20	0,34906	0,3420	0,67045	0,32868	0,01601
25	0,4363	0,4226	0,81932	0,39746	0,02154
30	0,5236	0,5000	0,95661	0,45830	0,02803
35	0,6109	0,5736	1,08075	0,51068	0,03591
$37\frac{1}{2}$	0,6545	0,6088	1,18746	0,53356	0,04077
40	0,6981	0,6428	1,19050	0,55426	0,04511
45	0,7854	0,7071	1,28540	0,58926	0,05591
50	0,8727	0,7660	1,36507	0,61620	0,06835

D'après Campaignac $\xi = 1{,}24$ à $3{,}9$
» Dubuat $\xi = 1{,}433$
» Poncelet $\xi = 1{,}333$
» Duchevêque $\xi = 1{,}254$

Le diamètre intérieur D' des roues à palettes doit être plus grand que $\frac{1852\,v}{60\pi n}$, où n représente le nombre de tours des roues par minute; ordinairement on a :

$$D' = \text{de } 1{,}1 \text{ à } 1{,}15\,\frac{1852\,v}{60\pi n} = 11 \text{ à } 11{,}5\,\frac{v}{n}.$$

De plus, l'arête intérieure des aubes doit plonger au moins de 10 *cm* au-dessous du niveau de l'eau.

Le nombre de tours par minute n varie entre 20 et 40.

Le rapport de la hauteur à la largeur des palettes varie de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$, pour bateaux fluviaux jusqu'à $\frac{1}{7}$; la largeur des palettes doit être inférieure à la $\frac{1}{2}$ largeur dans les bateaux fluviaux, inférieure à $\frac{1}{3}$ de la largeur du bateau dans les autres.

La distance entre les aubes comporte 0,9 à 1,2 *m* et pour les bateaux fluviaux, jusqu'à 0,7 *m*.

Le centre de pression des aubes est pris en Angleterre à $\frac{1}{3}$ et en France à $\frac{1}{2}$ de la hauteur des aubes mesurée à l'extérieur.

Dans les roues brevetées de *Morgan* (*Feathering whels*) *), le patinage ou recul, pour mer calme, n'est pas sensiblement diminué ; mais ces roues ont l'avantage de pouvoir plonger notablement plus profond, ce qui a pour conséquence de permettre d'agrandir le diamètre en diminuant la largeur des roues. Les trépidations dans les bâtiments à roues Morgan se font moins sentir que dans ceux à roues ordinaires, parce que le choc d'entrée des aubes dans l'eau est moins considérable. Ces roues sont particulièrement avantageuses dans les petits bâtiments propulsés par roues de petit diamètre,

Si d représente le diamètre d'une roue en m ou en pieds,
b sa largeur en m ou en pieds, le poids de la roue en *kg* ou en livres est :

pour aubes fixes $660bd$ *kg* ou $130bd$ livres,
pour aubes articulées $1220bd$ *kg* ou $240bd$ livres,

*) Roues à aubes articulées.

C. HÉLICES

L'aire des ailes de l'hélice (surface développée), en m^2, est d'après Froude :

$$A = 0{,}107 \frac{R}{V^2},$$

où R représente la résistance du bateau en kg, V sa vitesse en nœuds à l'heure.

L'effet utile le plus favorable de l'hélice est 76 °/₀ ; en général on ne peut atteindre que 66 °/₀ ; de là, on conclut qu'un grand recul n'est pas absolument un désavantage ; pour le mieux il doit être de 20 à 30 °/₀. L'effet utile est augmenté si le pas de l'hélice est un peu grand.

Ce pas h est habituellement donné en fonction du diamètre d de l'hélice ; on prend habituellement $\frac{h}{d}$ de 1,0 à 1,6 ; on va cependant jusqu'à 0,9.

De plus, il existe une certaine relation entre le pas et le nombre de tours :

$$1852\ V\ (1 + \text{recul}) = 60\,h\,n\ ;$$

le nombre de tours par minute n dépend de la machine.

Le diamètre de l'hélice est limité en grandeur par le tirant d'eau du bâtiment et au minimum par la surface de l'hélice donnée ci-dessus.

L'arête supérieure des ailes de l'hélice doit rester de 0,3 à 0,5 m au-dessous du niveau normal de l'eau, l'arête inférieure doit être à 0,1—0,2 m au-dessus de la quille.

Dans les bâtiments marchands modernes, les hélices ont ordinairement 3 ailes ; dans les grands navires on fait aussi usage d'hélices à 4 ailes. Dans les vaisseaux de guerre où l'hélice doit pouvoir être hissée sur le pont, il est bon de n'avoir que 2 ailes.

L'épaisseur des ailes croît à partir du bord, de manière que la surface arrière, qui est, à proprement parler, la surface active, conserve sa forme géométrique.

Les hélices à pas progressif travaillent plus calmement que les hélices ordinaires, en supposant que l'arête d'entrée ne travaille qu'avec peu de recul.

Les chocs dont les ailes de l'hélice ont à souffrir de la part de l'eau sont d'autant plus faibles que l'angle d'entrée est plus petit, et ces chocs atteignent la limite 0 quand le recul $= 0$.

On a aussi tenté de diminuer les chocs et par suite les trépidations du navire en arrondissant fortement l'arête d'entrée, comme

dans les hélices Griffith. Ces dernières se distinguent encore par la forme sphérique d'un moyeu très volumineux; la grosseur du moyeu trouve sa justification dans le fait que les parties de l'hélice dans le voisinage de l'axe ont peu d'action sur la propulsion du navire.

Les hélices de Hirsch, dans lesquelles la surface des ailes est engendrée par une spirale, donnent pour la marche en avant de meilleurs résultats par suite de la diminution de la force centrifuge de l'eau.

Le poids approximatif, en *kg*, est pour

1° hélices à 2 ailes en fer 127,7 *lhd*, en laiton 242,5 *lhd*,
2° » 3 ailes » 137.4 *lhd* » 282,8 *lhd*,
3° » 4 ailes » 242,5 *lhd*

où *l*, *h* et *d* doivent être exprimés en *m*; dans 3, le poids du moyeu est environ 0,4 du poids des 4 ailes.

Les hélices pour bâtiments cuivrés doivent être en bronze; celles pour bâtiments en fer sont en fonte ou en fer et quelquefois en acier fondu; cependant, par suite de la modicité du prix, on emploie presque exclusivement la fonte.

Dans les derniers temps et particulièrement pour les vaisseaux de guerre, on installe fréquemment deux hélices. Cette installation donne de sérieux avantages; elle est surtout recommandable dans le cas de grandes vitesses et d'un faible tirant d'eau.

D. MACHINES DE BATEAUX

Soient :

N la puissance en chevaux indiqués,
D le diamètre en *cm*, des cylindres, ou des cylindres à basse pression dans le cas de machines compound,
A le nombre des cylindres,
C la course du piston, en *m*,
v la vitesse du piston, en *m* par minute,
n le nombre de révolutions par minute,
p_m la pression moyenne, en *kg* par cm^2,
alors on a les relations :

$$N = \frac{\pi D^2}{4} p_m A \frac{v}{60.75},$$

$$v = 2Cn.$$

De ces égalités on tire la valeur de *D*, après avoir convenablement choisi *v* et *A* et calculé p_m d'après la pression absolue des chaudières.

La vitesse de piston varie entre 120 et 180 *m*; dans la détermination de cette vitesse, entrent en considération la course et le nombre de tours.

La course est limitée par la grandeur de l'espace disponible, et le nombre de tours, par des difficultés de service ou par l'action défavorable de la distribution, et en plus dans les bateaux à hélice, par la grandeur du pas du propulseur; car, si V représente la vitesse du bâtiment en nœuds et h le pas de l'hélice, on a :

$$1852\ V(1 + \text{recul}) = 60\ hn\ .$$

Le pas de l'hélice est, à son tour, fonction de son diamètre, puisque il est égal à (0,9), 1 jusqu'à 1,6 fois le diamètre.

En général, le nombre de tours décroît quand la puissance de la machine croît; dans les bâtiments de guerre, pour

$N =$ 300 à 600, 600 à 2500, 2500 à 5000, 5000 à 8000, on a :

$n =$ 130 à 100, 100 à 90, 90 à 80, 80 à 70.

Les grosses machines pour navires marchands font de 50 à 70, les moyennes de 70 à 90 et les petites de 90 à 120 tours par minute.

La pression moyenne p_m dépend de la pression absolue p dans le générateur, du rapport d'admission ε dans le cylindre et du fonctionnement de la distribution.

On a :

$$p_m = kp\varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$$

Les valeurs $\varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$ en fonction de ε sont données par le tableau suivant :

ε	$\varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$	ε	$\varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$
0,01	0,056	0,16	0,453	0,31	0,673
0,02	0,098	0,17	0,471	0,32	0,685
0,03	0,135	0,18	0,489	0,33	0,696
0,04	0,179	0,19	0,506	0,34	0,707
0,05	0,200	0,20	0,522	0,35	0,717
0,06	0,229	0,21	0,538	0,375	0,743
0,07	0,257	0,22	0,555	0,40	0,767
0,08	0,282	0,23	0,569	0,45	0,810
0,09	0,307	0,24	0,583	0,50	0,847
0,10	0,330	0,25	0,597	0,55	0,879
0,11	0,353	0,26	0,610	0,60	0,906
0,12	0,374	0,27	0,624	0,65	0,930
0,13	0,395	0,28	0,636	0,70	0,949
0 14	0,415	0,29	0,649	0,75	0,966
0,15	0,435	0,30	0,661		

Le choix du rapport d'admission se fait d'après la pression dans la chaudière ; on obtient les résultats les plus favorables lorsque, pour les pressions p en kg par cm^2 :

$2\frac{1}{2}$,	3,	4,	5,	6 à 7 on prend :
$\varepsilon = 0,6$	0,35,	0,24,	0,2,	0,1 à 0,08

Le coefficient k dépend de la distribution. Dans les distributions à 4 soupapes ou à 4 tiroirs, $k = 0,56$ à $0,60$ et il croît avec la détente. Dans les distributions à coulisse, on a pour machines à pression moyenne $k = 0,56$; pour machines à haute pression et à condensation k va jusqu'à 0,7. Dans les machines Compound il est à recommander de prendre $k = 0,6$.

Les machines de bateaux les plus employées dans ces derniers temps, sont les machines Compound avec réservoir intermédiaire.

Le rapport entre les cylindres est avantageusement choisi, lorsque le travail dans le cylindre à basse pression est égal à celui dans le cylindre à haute pression.

Les dimensions du cylindre à basse pression se déterminent d'après les indications ci-dessus, au moyen de la formule :

$$N = \frac{\pi D^2}{4} p_m A \frac{v}{60.75}.$$

La meilleure méthode de fixation des dimensions des cylindres à haute pression, c'est de les déterminer une première fois par le calcul et une seconde fois, comme vérification, par une construction graphique.

Soient :

d le diam. d'un des cylindres à haute pression, en cm,

a le nombre de ces cylindres,

p_a la pression d'admission, en kg, par cm^2, et

ε_1 le rapport d'admission dans le petit cylindre :

Si les vitesses des pistons dans tous les cylindres sont les mêmes, on a les relations suivantes :

$$a \frac{\pi d^2}{4} \varepsilon_1 = A \frac{\pi D^2}{4} \varepsilon$$

$$\frac{N}{2} = a \frac{\pi d^2}{4} p_a \varepsilon_1 \frac{v}{60.75} \ln \frac{1}{\varepsilon_1}$$

Des 3 relations précédentes, on tire :

$$\ln \frac{1}{\varepsilon_1} = \frac{p_m}{2 p_a \varepsilon}$$

et de là le rapport entre les cylindres :

$$\frac{A \frac{\pi D^2}{4}}{a \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$$

La pression d'admission est un peu inférieure à la pression dans les générateurs ; la perte peut être de 0,5 à 0,6 *kg*.

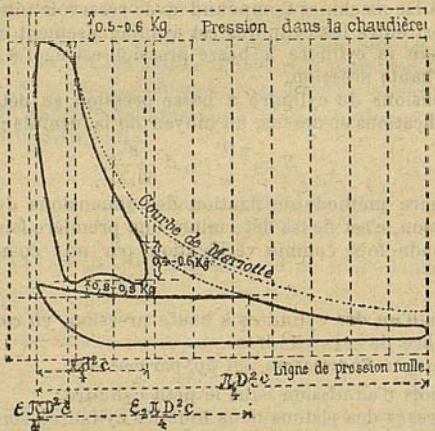
La grandeur du réservoir intermédiaire peut varier entre 1 et 2 fois le volume du petit cylindre.

Il est bon de faire ce réservoir le plus grand possible afin que les moments des forces transmises sur l'arbre de la manivelle soient le plus uniformes possible.

Le procédé graphique repose sur les diagrammes indicateurs donnés par expériences directes sur des machines semblables.

On construit tout d'abord le diagramme théorique comme si la détente s'effectuait seulement dans le grand cylindre. Ensuite on

Fig. 326.



prend comme volume provisoire du petit cylindre celui donné par le calcul précédent et on construit d'après cela la courbe de détente.

Le passage de la vapeur du petit cylindre dans le réservoir occasionne une chute de pression qui comporte 0,4 à 0,6 *kg*.

La compression peut être poussée jusque près de la pression d'admission. Dans le réservoir même il y a de nouveau une perte de pression de 0,3 *kg*. La contre-pression dans le condenseur est 0,2 à 0,3 *kg*.

Si les deux surfaces théoriques indiquées ne sont pas égales entre elles, leur égalité doit être amenée par la variation du volume du petit cylindre.

Pour les conduits de vapeur, on a les formules :

$$\text{Section d'introduction } s_i = 0{,}0166 \frac{\pi D^2}{4} \frac{v}{60}$$

$$\text{» d'échappement } s_e = 0{,}027 \text{ à } 0{,}03 \frac{\pi D^2}{4} \frac{v}{60}$$

L'espace nuisible est les 0,05 à 0,07 du volume des cylindres.

Les différents organes des machines de bateau se calculent comme ceux des machines sur terre ferme, seulement, il faut avoir soin de soumettre la matière à de moindres tensions.

Pour la détermination approximative des différentes dimensions, on peut employer les formules empiriques suivantes, du *Board of trade*.

Soient en mesures anglaises (pouces) :

d le diamètre du cylindre à haute pression,

D celui du cylindre à basse pression,

L la course du piston,

S le diamètre de l'arbre manivelle à l'endroit des paliers

s le diamètre de l'arbre de l'hélice,

R le diamètre de la tige du piston,

r le diamètre de la tige du piston au fond du filet,

b le diamètre des manetons des bielles,

n nombre des manetons,

P la pression dans le générateur en livres par pouce carré *),

p la pression initiale dans le cylindre à basse pression = 30 livres par pouce carré ; on a :

$$S = \sqrt[3]{\frac{d^2PL}{2316}} \quad \text{ou} \quad \sqrt[3]{\frac{D^2pL}{3240}}$$

$$s = \sqrt[3]{\frac{d^2PL}{3130}} \quad \text{ou} \quad \sqrt{\frac{D^2pL}{4370}}$$

$$R = \sqrt{\frac{d^2P}{2435}} \quad \text{ou} \quad \sqrt{\frac{D^2p}{3150}}$$

$$r = \sqrt{\frac{d^2P}{4400}} \quad \text{ou} \quad \sqrt{\frac{D^2p}{5620}}$$

$$b = \sqrt{\frac{d^2P}{4500n}} \quad \text{ou} \quad \sqrt{\frac{D^2p}{6050n}}$$

Dans toutes ces formules la charge est supposée égale à environ 6000 livres par pouce carré anglais (420 *kg* par cm^2).

Condenseurs à surface

Les tuyaux sont en cuivre, en laiton ou en fer étamé (fer blanc); ils ont un diamètre extérieur de 16 à 22 *mm* ($\frac{5}{8}$ à $\frac{7}{8}$ de pouce).

L'épaisseur de paroi est de 1 *mm* ($\frac{1}{24}$ pouce). Dans le cas où la longueur est supérieure à 2 *m*, le tuyau doit être soutenu. La surface de

*) 1 livre anglaise par pouce carré = 0,0703 *kg* par cm^2, 1 *kg* par cm^2 = 14,223 livres par pouce carré anglais. Voir tableau dans l'appendice de cet ouvrage.

refroidissement comporte généralement 0,18 à 0,204 m^2 (2 à 2,2 pieds carrés) par cheval indiqué.

L'étanchéité des joints des tuyaux est assurée au moyen de caoutchouc, de bois ou de boîtes à étoupes.

L'épaisseur des parois du corps de condenseur comporte dans les plus grands projets, 20 à 30 *mm* ($\frac{3}{4}$ à 1 $\frac{1}{4}$ pouce), pour la fonte et 12 à 16 *mm* ($\frac{1}{2}$ à $\frac{5}{8}$ pouce) pour le laiton.

Condenseurs à injection

Volume = $\frac{1}{2}$ de celui du cylindre ou bien 0,003 m^3 ($\frac{1}{12}$ pied cube) par cheval indiqué. La surface du tuyau d'injection est égale à 0,5 cm^2 ($\frac{1}{12}$ pouce carré) par cheval indiqué.

Pour le calcul de la quantité d'eau nécessaire à la condensation, il est bon de savoir que la température moyenne de l'eau de mer est

pour notre latitude de	11° C
dans la Méditerranée	18° C
sous 20° de latitude de	24° C
sous l'équateur de	28° C

La quantité d'eau froide moyenne comptée pour la condensation de 1 *kg* de vapeur est de 23 à 24 *kg* dans le cas de condenseurs à injection et 30 *kg* dans celui de condenseurs à surface.

Pompe à air. Le corps de pompe, le piston et la tige du piston sont à exécuter en bronze ou en laiton. La tige du piston peut aussi être en fer ou en acier, mais alors on doit la recouvrir d'une douille en laiton.

Dans les condenseurs à surface, il faut toujours calculer la pompe à air de manière qu'elle puisse évacuer toute l'eau froide si le cas l'exigeait.

D'après cela le volume engendré V = environ 0,850 m^3 (30 pieds cubes) *) par cheval indiqué et par heure ou bien $V = 0{,}014 \frac{N}{n} m^3$ $\left(\text{ou } V = \frac{N}{2n} \text{ pieds cubes}\right)$, n représentant le nombre de tours de la machine par minute. Pour de très grandes machines, on a approximativement :

$$V = 0{,}0095 \frac{N}{n} m^3 \left(\text{ou } V = \frac{N}{3n} \text{ pieds cubes}\right).$$

Les soupapes consistent en disques de caoutchouc de 12 à 20 *mm* d'épaisseur.

Les *pompes alimentaires* doivent être telles que chacune d'elles

*) Mesures anglaises.

soit capable de livrer 3 à 4 fois la quantité d'eau théorique. Dans les nouvelles machines, cette condition correspond à 0,020 m^3 (0,7 pied cube) d'eau par cheval indiqué et par heure. La section du piston plongeur est alors $= \frac{130N}{hn}\ cm^2 \left(\frac{20N}{hn}\text{ pouces carrés}\right)$,

où (hn) représente la vitesse du piston en cm (resp. en pouces) par minute. L'eau d'alimentation est prise dans le réservoir de la pompe à air ; l'eau pompée en trop, ou eau supplémentaire, passe par une soupape de retour derrière le clapet d'alimentation.

Dans les grosses machines, particulièrement pour les navires de guerre, où il existe toujours d'autres appareils en réserve pour l'alimentation des chaudières, on prend pour les pompes alimentaires proprement dites des dimensions notablement plus petites que celles que nous venons d'indiquer ; on peut par exemple les calculer pour un débit de 12 à 13 litres (0,44 pied cube) par cheval indiqué et par heure.

Dans les machines à haute pression, les clapets sont le plus souvent en bronze.

Les *pompes de cale* (ou d'épuisement) et les pompes des fleurs du bâtiment sont de la même structure et grosseur que les pompes alimentaires.

Les boîtes à clapets des constructions récentes sont souvent munies de clapets en cuir ouvrant la section entière du tuyau d'aspiration ; cette disposition a l'avantage de mettre la pompe moins facilement hors d'usage par les impuretés qui peuvent être aspirées.

Le tuyau d'aspiration est ou bien en communication avec le tuyau de dessèchement du bâtiment, ou bien il est indépendant ; dans ce dernier cas il doit être muni d'une crépine d'accès facile empêchant l'aspiration de la vase.

Le tuyau de refoulement est dans la plupart des cas en communication avec les tuyaux de la pompe de circulation.

La *pompe de circulation* aspire l'eau directement dans la mer au travers d'un clapet spécial et la refoule (suivant la disposition) soit au travers, soit autour des tuyaux de condensation et ensuite la rejette par-dessus le bord. La première disposition est employée dans la marine marchande, la seconde dans la marine militaire. Le plus souvent l'eau passe de deux à trois fois au travers du condenseur et circule en sens inverse de la vapeur. Dans la marine marchande, la pompe en question est ordinairement une pompe à piston mue par une des machines principales.

Quelquefois cependant, dans les grandes installations, et toujours dans la marine militaire, la pompe de circulation est une pompe centrifuge à moteur indépendant. En dehors de la conduite d'aspiration plongeant dans la mer, il faut installer une conduite spéciale pour pouvoir, si les circonstances l'exigent, utiliser la force entière de la pompe pour l'épuisement de la cale. Les pompes de circula-

tion livrent par cheval-heure indiqué, environ 283 à 340 litres (10 à 12 pieds cubes) d'eau.

Outre les pompes citées, il faut une *pompe à vapeur* spéciale disposée pour l'alimentation des chaudières et l'épuisement de la cale, et une *pompe à main* qui, en dehors des fonctions précitées, sert à l'aspersion et au lavage des ponts, et éventuellement au remplissage des chaudières.

Machines auxiliaires en usage sur les bâtiments :

Grue ou treuil à vapeur pour le chargement des marchandises (diamètre du cylindre 15 à 22 *cm*). Dans les grands navires, il faut des machines pour le changement de marche, des pompes à feu à vapeur, des machines pour la ventilation, pour la manœuvre du gouvernail, des treuils pour les ancres, pour les cendres, des appareils distillatoires, etc.

L'épaisseur des parois des tuyaux de cuivre pour les machines à haute pression est déterminée dans la marine anglaise par le tableau suivant :

	N° *)	**)	
Tuyaux à vapeur principaux et secondaires	4 = 11,6 livr. par	pd² ang.	= 0,24 pouce.
Coudes principaux et secondaires	3 = 12,75	»	= 0,26 »
Tuyaux de fleurs	4		
Tuyaux de purge	4		
Tuyaux à vapeur dans les machines auxiliaires	6 = 9,4	»	= 0,208 »
Tuyaux à vapeur dans les pompes	6		
Tuyaux d'écume	6		
Tuyaux d'injection	6		
Pompe de circulation	6		
Tuyaux de sortie de vapeur des machines principales.	6		
Tuyaux d'aspiration des pompes	10 = 6,9	»	= 0,137 »
Tuyaux de purge de vapeur (soupapes de sûreté)	11 = 5,8	»	= 0,125 »
Sortie de vapeur dans les machines auxiliaires	11		
Tubes intérieurs dans les chaudières	14 = 3,9	»	= 0,083 »

*) Les numéros indiqués sont ceux du jaugeage ou calibrage de Birmingham (*Birmingham Wire Gauge*).

**) 1 livre le pied carré = 4,883 *kg* le m^2.

Tableau de quelques proportions des machines des vapeurs à hélices (mesures anglaises) *).

Chevaux vapeur indiqués	Diamètre des cylindres		Course des pistons pouces	Pression en livres par pouce carré	Vitesse des pistons pieds par minute	Diam. de l'arbre de la manivelle pouces	Surface de refroidissement pds carrés	Surface de grille pieds carrés	Surface de chauffe totale pds carrés	Hélices		
	pouces	pouces								Diam. pieds	Pas pieds	Nombre et sorte d'ailes.
35	7	7	7 3/4	84	226	2 7/8	0	5 1/2	210	3 1/3	6 1/2	4
60	8 3/4	8 3/4	12 1/2	84	265	3 5/8	0	9	331	4 1/2	8 3/4	4
100	12	20	15	65	375	4	215	16 1/2	466	5 1/2	5 3/4	4
120	15	25 3/4	18 1/2	60	370	4 5/8	270	20	638	5 3/4	10 1/4	4
160	17 3/4	30 3/4	17 3/4	70	355	5 1/8	350	26	770	6 1/4	10 3/4	4
200	16	28	21	90	450	5 3/4	525	29	988	6	9 1/2	4
240	20	31 3/4	25 1/2	63	330	6 3/4	450	37	1100	8 3/4	13	4
300	18	40	27	70	410	6 1/2	580	33	1220	10	13	4
420	27	48	30	70	460	8 1/2	910	49	1800	11 11/12	14	4
530	29 1/2	59	36	65	390	9 1/4	1280	76	2300	14	—	4
550	28	56	36	70	420	8 1/2	1200	66	2100	13	17	4
600	45 3/4	45 3/4	18 1/2	28	380	7 3/4	1500	38	1400	10 1/2	12 3/4	2 Griffith
800	33	66	42	70	420	11	1700	100	3000	13	20	4
800	37 3/4	37 3/4	20	84	400	10	1900	149	4440	12 3/4	12 1/2	4 Hirsch
840	33	61	36	70	440	10 1/2	1600	90	3100	14 5/12	14 3/4	4
900	34	62	42	75	450	11 1/2	1900	100	3800	15	15 1/2	4
1100	39	65	30	50	500	10	2230	126	3450	10 1/2	16	2 Griffith
1400	46	86	42	70	510	14 3/4	2990	190	5140	16 1/2	25	4
1500	36	70	48	70	510	12 3/4	3700	198	5500	16	24	4
2200	51	92	54	70	550	15 1/2	—	320	9960	17 1/2	21 3/4	4
2300	58	99	33	50	500	12 1/4	3750	210	5650	15	15 1/2	4 Doubles hélices
3500	66	112	48	70	520	17 1/2	7000	370	10000	17 1/2	20	4 Griffith
5000	3 × 77		48	30	500	23	9800	500	14400	21	21	4 —
8000	114	114	48	30	600	20	17200	870	23000	22 1/2	21	4 —

*) 1 pouce = 25,4 *mm*. 1 livre par pouce carré = 0.0703 *kg* par cm^2; 1 pied = 0,304794 *m*; 1 pied carré = 0,0929 m^2.

Pour ne pas porter obstacle à la libre dilatation des tuyaux, on peut faire usage de presse-étoupes ou de lentilles. Il faut apporter les plus grands soins dans la disposition de la tuyauterie. La vitesse de l'eau dans les tuyaux est de 8 à 10 pieds anglais (2,4 à 3 *m*) par seconde.

Le poids des machines dans les vapeurs à hélices comporte en moyenne de 3 à 3 $\frac{1}{2}$ quintaux (150-180 *kg*) par cheval vapeur indiqué; dans ce poids sont comprises les chaudières, l'eau, les machines auxiliaires, les pièces de rechange, etc. Les petites machines atteignent un poids allant jusqu'à 4 quintaux (205 *kg*) par cheval indiqué.

Dans les vapeurs avec roues à palettes les machines oscillantes ont les poids suivants :

dans les machines de	40	chevaux nominaux	400 à 425	quintaux,
	60	» »	600 à 640	»
	80	» »	800 à 850	»
	100	» »	1000 à 1060	»
	120	» »	1200 à 1270	»

D'autres données concernant le poids des machines de bateaux sont à voir page 549.

Chaudières.

Soient (en conservant les notations précédentes),
θ la consommation de vapeur en *kg* par cheval indiqué
γ_a le poids spécifique de la vapeur à l'admission,
alors on a :

$$\theta = 36\varepsilon \frac{\gamma_a}{p_m}.$$

En général, les résultats suivants, donnés par la pratique, peuvent servir de point de départ.

Soient :
H la surface de chauffe totale, en m^2,
R la surface de grille totale en m^2,
R_l la surface de grille libre en m^2,
h la surface de chauffe des tubes en m^2.
Alors on a :

1) $\frac{H}{N} = 0{,}3$ à $0{,}4$, 2) $\frac{R}{N} = 0{,}01$ à $0{,}013$,

3) $\frac{H}{R} = 25$ à 30, 4) $\frac{R_l}{R} = \frac{4}{5}$ à $\frac{1}{3}$,

5) $\frac{h}{N} = 0{,}25$ à $0{,}3$, c'est-à-dire 80 % de la surface de chauffe totale,

*) 1 quintal = 50,8 *kg*.

Tableau des proportions principales de quelques chaudières de bateaux (mesures anglaises).

Corps de chaudière						Surf. de chauffe		Surf. de grille		Tubes à feu			Tubes à fumée			Ancrage ou consolidation					
Forme	Diamètre (pouces)	Longueur (pouces)	Nombre des chaudières	Nombre de chevaux indiqués de la machine	Pression effective (livres par pouce carré)	totale pour une chaudière (pieds carrés)	dans tubes à fumée	totale pour une chaudière (pieds carrés)	Longueur totale (pouces)	Nombre de grilles dans 1 tube à feu	Diamètre intérieur (pouces)	Nombre	Epaisseur de la tôle (pouces)	Nombre	Distance entre les plaques tubulaires (pouces)	Diamètre extérieur (pouces)	Diam. des entret. de ciel au fond du filet (pouces)	Diam. des entretoises au fond du filet (pouces)	Epaisseur de la tôle de la chaudière (pouces)	Poids de la chaudière vide sans grille ni armatures (qtx)	Poids de l'eau d'une chaudière (quintaux)
Cylindrique	66	72	1	50	56	185	125	7,5	36	2	29	1	7/16	58	60	2 1/4	1 1/4	1	1/2	67	40
	63	108	1	70	42	264	224	9	72	2	34	1	7/16	76	54	2 1/2	1 1/4	1	7/16	67	60
	88	108	1	140	56	567	466	18	72	2	36	1	7/16	76	84	3 1/4	1 1/2	1 1/8	1/2	148	120
	106	114	2	400	60	810	620	26	66	2	29	2	7/16	102	84	3 1/4	1 7/8	1 1/4	9/16	203	165
	124	120	2	550	60	1080	860	33	42	2	35	2	1/2	146	84	3 1/4	2	1 1/4	3/4	350	240
	120	114	2	600	60	1230	960	33	66	2	36	2	1/2	162	84	3 1/4	2	1 3/8	5/8	350	230
	140	116	2	750	60	1530	1190	43	63	2	32	3	1/2	200	84	3 1/4	2 1/8	1 3/8	5/8	440	276
	147	126	2	800	60	1600	1240	40	69	2	35	3	1/2	338	90	3 1/4	2 1/8	1 3/8	3/4	480	300
	129	129	8	3500	80	1310	1000	42	84	3	36	2	5/8	186	82	3	—	—	15/16	400	250
Ovale	132 et 183	117	2	1150 chaud. auxiliaire	60	1650	1400	63	84	3	36	3	5/8	270	80	3	2 1/4	1 1/2	7/8	500	310
	63 et 138	114	1		60	580	500	21	82	3	39	1	1/2	96	80	3	2 1/4	1 1/2	3/4	180	130
	82 et 119	105	2	400	60	650	490	32	72	3	39	2	1/2	96	78	3	—	—	5/8	190	150

1 pouce = 25,4 *mm* ; 1 livre par pouce carré = 0,0703 par cm^2 ;
1 pied carré = 0,0020 m^2 ; 1 quintal = 50,8 *kg*.

6) $\frac{\text{section des tubes}}{R} = \frac{1}{5}$,

7) $\frac{\text{section de la cheminée}}{R} = \frac{1}{6}$ à $\frac{1}{8}$,

8) $\frac{\text{poids de la chaudière vide}}{N} = 50$ à $60\ kg$,

9) $\frac{\text{poids de l'eau de la chaudière}}{N} = 20$ à $35\ kg$.

Ces proportions sont aussi bien applicables aux navires marchands qu'aux vaisseaux de guerre ; pour ces derniers, cependant, on prend généralement la surface de chauffe et, par conséquent, le générateur entier un peu plus petits parce que la force totale n'est utilisée que rarement ou pendant des temps courts.

Le volume du réservoir de vapeur $= \frac{1}{4}$ à $\frac{1}{2}$ de celui occupé par la vapeur que consomme la machine par minute. S'il est plus petit, il est à recommander d'installer un surchauffeur ou séparateur pour empêcher les entraînements d'eau.

L'aire d'une seule grille ne doit pas dépasser $2\ m^2$ (22 pieds carrés), la longueur de la grille ne doit être supérieure à $2\ m$ ($6\ \frac{1}{2}$ pieds).

Le niveau de l'eau dans les chaudières de bateau, de 1 à 2 m de large, doit se trouver au moins à 150 mm (6 pouces) et pour une plus grande largeur au moins à 250 mm (10 pouces) au-dessus des tubes.

Les tubes à fumée sont la plupart du temps en fer forgé ayant de 65 à 105 mm ($2\ \frac{1}{2}$ à 4 pouces) pour diamètre extérieur.

Dans les chaudières à tirage ordinaire, la longueur des tubes ne doit pas dépasser 25 fois leur diamètre. La distance entre deux tubes voisins est $d + 26\ mm$. La boîte à fumée à l'extrémité du foyer a une longueur de $0{,}63\ m$ (2 pieds anglais). L'espace pour l'eau entre 2 parois de chaudières a 150 mm (6 pouces anglais) de large. On prend souvent pour la section de la soupape de sûreté :

$$s = \frac{18R}{P},$$

R = surface de la grille en pieds carrés anglais,
P = pression absolue dans la chaudière en livres par pouce anglais.

L'ouverture de la porte du foyer est

$= 30 \times 46\ cm$ (12 pouces $\times$ 18 pouces).

Celle du trou d'homme

$= 30 \times 40\ cm$ (12 pouces $\times$ 16 pouces).

Pour les soutes à charbon, on compte de 1,18 à $1{,}27\ m^3$ (42 à 45 pieds cubes) par tonne de houille.

IV. MESURES DE LA VITESSE

La vitesse d'un navire est exprimée par le nombre de milles marins parcourus à l'heure.

Un mille marin (nœud) est la soixantième partie d'un degré, ou autrement dit, c'est la minute du méridien terrestre ; on le prend égal à

1852 *m*,
ou 5900,9 pieds du Rhin,
ou 6080 pieds anglais (*admiralty knot*).

Si la vitesse d'un navire est de un mille à l'heure, elle est égale à

0,514 *m* par seconde,
ou 1,641 pied du Rhin par seconde,
ou 1,689 pied anglais par seconde,

Quelquefois on mesure la vitesse en milles anglais (*statute miles*) ; le mille anglais est égal à 5280 pieds anglais = 0,868 nœud.

En France on exprime cette vitesse aussi en lieues marines de 5555 mètres ; il ne faut pas confondre le nœud de 1852 *m* avec la longueur entre les nœuds sur la ligne du lock : celle-ci correspond à l'horloge de sable (sablier) de 28 secondes ; elle est égale à

47,26 pieds anglais.

L'unité française pour le lock est calculée pour un sablier de 30 secondes et est par conséquent égale à

15,10 *m*.

1 brasse anglaise = 1,83 *m*.

V. PARCOURS DE GARANTIE OU MARCHE D'ESSAI

1. Au moyen des milles mesurés, on détermine d'abord l'effet et la puissance des machines et la vitesse du bâtiment en se plaçant dans les conditions les plus avantageuses pour les nouvelles machines (bonne surveillance, tirant d'eau juste, œuvres vives propres, etc).

Le navire parcourt sans interruption six fois le trajet choisi (évent. 3 fois suivant courant et 3 fois contre-courant), les machines étant en pleine puissance. Pendant tout le temps de l'essai, aucun déplacement des soupapes à vapeur ne doit se produire.

2. Il faut ensuite déterminer les rapports existant entre les machines, chaudières et propulseurs.

A cet effet, on prend des diagrammes indicateurs à des intervalles rapprochés (10 à 15 minutes) et en même temps, on note le nombre de tours exact de la machine. On doit mesurer également la température et la quantité d'eau d'alimentation de même que la quantité d'eau condensée dans les enveloppes. Si c'est possible, il faut observer la quantité d'eau de refroidissement et sa température, pour avoir des données sur les pertes de chaleur de la machine.

Les charbons sont à peser exactement et leur qualité doit être notée. La dépense faite dans un parcours de six heures est au-dessous de la dépense normale postérieure, cependant on peut considérer cette dépense comme celle du bâtiment dans des conditions favorables.

L'état barométrique et la température dans les chambres des machines et des chaudières doivent être enregistrés au moins toutes les demi-heures. Il faut noter aussi la force et la direction du vent et l'état de la mer, du lac, etc. Le tirant d'eau à l'avant et à l'arrière du bateau, la hauteur du niveau de l'eau au-dessus de l'hélice, le déplacement, l'aire de la surface immergée du maître-couple et la superficie de la flottaison correspondante sont autant de quantités que l'on doit mesurer exactement.

Dans les navires de guerre, les essais portent de plus :

3. Sur le degré de mobilité du navire (ou rapidité des manœuvres).

4. Sur la quantité de combustible brûlé pour différentes vitesses ; sur la vitesse, le nombre de tours, la détente et la tension de la vapeur dans la chaudière, les plus avantageux au point de vue de l'économie.

5. On fait un trajet de 12 à 24 heures à pleine vapeur afin de se rendre compte de l'effectif du personnel nécessaire pour l'entretien et le chauffage des machines.

NEUVIÈME PARTIE

CHEMINS DE FER

A. CONSTRUCTION DES CHEMINS DE FER

REMARQUES PRÉLIMINAIRES

Comme nous aurons l'occasion de citer à maintes reprises les règlements et conventions en vigueur en Allemagne, nous ferons, pour la clarté du sujet, les remarques suivantes concernant ces règlements et conventions.

Dans l'empire allemand, on distingue :

I. *Les règlements concernant le territoire impérial*, publiés par le conseil fédéral (chancellerie impériale) ; ils ont pour base la constitution de l'empire ;

II. *Les règlements ou conventions de l'union des chemins de fer allemands.* S'ils sont déjà contenus dans I, ils sont obligatoires ; dans le cas contraire, ce sont des conventions ou règles habituellement observées dans la construction ;

III. *Lois et arrêtés ministériels* des divers États de l'empire allemand.

Les règlements, prescriptions et conventions renfermés dans I à III seront désignés dans la suite de la manière abrégée suivante :

I. Règlements de l'empire ; signe générique †.

1. *R.p.C.*..... Règles pour la construction et l'outillage des chemins de fer allemands, du 12 juin 1878 (publiées dans le *Centralblatt für d. D. Reich*, du 14 juin 1878).

2. *O.C.S.*... Ordonnances concernant les lignes secondaires allemandes, du 12 juin 1878 (publiées dans la même feuille).

3. *R. de P.*... Règlements de police des voies ferrées allemandes du $\frac{4/1.1875}{12/6.1878}$ (publiés dans la même feuille).

4. *O.S.*.. Ordonnances concernant les signaux des chemins de fer allemands du 4 janvier 1875.

5. *R. d'E....* Règlements pour l'exploitation des chemins de fer allemands du 11 juin 1874.

II. Règlements de l'union des chemins de fer allemands ; signe générique * ; obligatoire **.

1. *C. T...* Conventions techniques de l'union des chemins de fer allemands (d'après les décisions de l'assemblée technique de l'union tenue à Gratz en mai 1882)[1]. (Elles sont relatives aux chemins de fer de premier ordre.)

2. *T....* Traits principaux relatifs à la construction des chemins de fer secondaires (d'après les décisions de l'assemblée technique de l'union, tenue à Constance en juin 1876).

III. Lois et arrêtés ministériels des divers États de l'empire allemand.

Pour la Prusse, la rubrique III comprend :

1. La loi sur l'expropriation de la propriété foncière du 11 juin 1874.

2. La loi sur les entreprises de chemins de fer du 3 nov. 1838 (applicable encore en certains points).

3. Les règlements concernant les travaux techniques préliminaires pour l'établissement de chemins de fer, arrêtés en 1871 par le ministère du commerce d'alors.

4. Les règles à suivre pour l'élaboration de projets de gares ou stations de chemins de fer (fixées le 27 juin 1873 par le même ministère).

Les autres abréviations se trouvent en tête de l'ouvrage.

A_a. TRAVAUX PRÉLIMINAIRES

I. MARCHE DES AFFAIRES

Les travaux préliminaires généraux ont pour but de démontrer la possibilité de la réalisation de la ligne projetée et de donner une idée approchée des frais de construction et des concessions à obtenir. Les demandes en concession sont adressées à l'administration des ponts et chaussées.

« En France, les projets de chemins de fer sont étudiés au point de vue politique, commercial et financier par la commission consultative des chemins de fer, par le Conseil d'Etat, le corps législatif ; au point de vue stratégique par le comité du génie et la commission des travaux mixtes ; au point de vue technique par le corps des

[1] Traduit en français par M. Zollizofer ; c'est la traduction française que nous avons consultée.

ponts et chaussées ; au point de vue de la spéculation par les compagnies concessionnaires. Le ministre des travaux publics prononce en dernier ressort en se conformant aux prescriptions posées dans les lois de concession *). »

II. TRAITS ESSENTIELS CONCERNANT LES TRAVAUX PRÉLIMINAIRES

1. *Principe.* L'établissement des travaux préliminaires comprend : la recherche du tracé le plus convenable, puis le mémoire complet des travaux qui s'y rattachent.

Le tracé le plus convenable, quant à la spéculation, est celui pour lequel le coût total annuel est un minimum. (Ce coût total comprend les intérêts du capital engagé, les frais de roulement et d'entretien du matériel et de la voie.) C'est pourquoi, les travaux préparatoires doivent comprendre, outre les tracés proprement dits et le calcul du capital à engager, l'examen comparatif des frais d'exploitation, du chiffre des affaires et de celui des recettes.

Les frais d'exploitation croissent avec les résistances dues aux pentes et aux courbes. Le rendement pour chaque système de locomotive est maximum, lorsque les résistances sont les plus uniformes possible. Aussi, le principe fondamental, guide des tracés, c'est de rechercher les lignes du terrain correspondant autant qu'il se peut à la constance des résistances, et de rapprocher les différents tracés ainsi obtenus, en se servant du principe ci-dessus, afin d'obtenir la meilleure solution tout en tenant compte des considérations locales.

2. Résistances et longueur des trains.

Soient :

f le coefficient de frottement (adhérence) des roues sur les rails,

n_1 le nombre des essieux moteurs de la locomotive,

L_1 la charge sur les roues motrices, en t,

L le poids total de la locomotive, tender non compris, en t,

T le poids du tender, en t,

Q le poids limite, en t, que ne peut dépasser le train, locomotive et tender non compris,

$G = Q + T$,

q la moyenne de la charge brute, en t, supportée par essieu de wagon chargé,

n le nombre d'essieux du train, tender et locomotive non compris,

*) Elphège Baude, *Dictionnaire des arts et manufactures.*

V la vitesse en km par heure,

w le coefficient de résistance totale du tender et des wagons (résistance de l'air comprise), en kg par t, c'est-à-dire en $\frac{0}{00}$,

w_1 celui de la locomotive sans son tender, en $\frac{0}{00}$,

W la valeur de la résistance du train entier avec la machine, en kg,

W_l la résistance due seulement à la locomotive et à son tender, en kg,

F la force de traction de la locomotive, en kg, réduite à la circonférence des roues motrices (on doit toujours avoir $F \leqq fL_1$, voir dans B. 1, locomotives).

On a :

$$W = wG + w_1 L,$$

$$Q = \frac{F - w_1 L}{w} - T = \frac{F}{w} - \left(\frac{w_1}{w} L + T\right),$$

$$n = \frac{Q}{q}.$$

Les coefficients de résistance totale w et w_1 se décomposent comme suit :

Résistance opposée au mouvement	pour Q et T	pour L
Dans une ligne droite et horizontale.	w_g	w_l
Dans une courbe de rayon r.....	w_r	w_r
Dans une pente de $s\,\frac{0}{00}$.....	$\pm s$	$\pm s$
Total.....	$w = w_g + w_r \pm s$	$w_1 = w_l + w_r \pm s$

Les valeurs moyennes des coefficients de résistance sont données par les formules contenues dans le tableau suivant :

Largeur de voie dans œuvre en m	w_g en $\frac{0}{00}$	w_l en $\frac{0}{00}$	w_r en $\frac{0}{00}$: lignes principales.	w_r en $\frac{0}{00}$: lignes secondaires.
1,435 à 1,450	$1{,}5 + 0{,}001\,V^2$	$4\sqrt{n_1} + 0{,}002\,V^2$	$\frac{675}{r - 80}$	$\frac{600}{r - 50}$
1	$1{,}7 + 0{,}0013\,V^2$	$4\sqrt{n_1} + 0{,}0025\,V^2$	—	$\frac{475}{r - 20}$
0,75	$2{,}0 + 0{,}0015\,V^2$	$4\sqrt{n_1} + 0{,}003\,V^2$	—	$\frac{370}{r - 10}$

Remarques :

1) La résistance varie d'une façon notable avec le rapport du diamètre des roues à celui des fusées d'essieux, avec l'écartement des essieux, avec le nombre des essieux, avec la position du centre de gravité des wagons, etc. C'est pourquoi les résultats obtenus au moyen des formules ci-dessus doivent être considérés comme approximatifs. Les expériences ayant pour objet la détermination de la résistance, sont encore insuffisantes, surtout pour les voies étroites.

Les formules données ne peuvent pas tenir compte de la résistance due au vent qui, elle, n'est pas proportionnelle au poids du train, mais plutôt à la surface d'avant, de côté ou d'arrière, suivant que le vent agit dans l'une ou l'autre de ces directions. Dans le cas où le vent agit de côté, il faut encore tenir compte de la résistance occasionnée par le frottement contre les rails, des bandages des roues opposées à la direction du vent.

2) La *résistance dans les courbes* est toujours positive ; la *résistance due aux pentes* est négative dans les descentes ; si dans une descente on a $s > w_g + w_r$, c'est-à-dire, si la pente est supérieure à la pente d'équilibre, il faut que l'excédent du poids relatif s soit équilibré par des freins de manière que w et w_l ne deviennent jamais négatifs.

3) La formule de la résistance due aux courbes : $w_r = \frac{k}{r - r_0}$ est basée sur ce que cette résistance croit plus rapidement que ne diminue le rayon et qu'elle devient infinie pour un rayon déterminé supérieur à 0, c'est pourquoi, les expressions $\frac{k}{r}$ et $\frac{k}{r} - k_1$, pèchent par la forme et ne peuvent donner satisfaction. Les formules de w_r données ci-contre correspondent à peu près aux résultats de Bödecker *). (La formule de la résistance dans les courbes peut avoir aussi la forme $\frac{k}{(r - r_0)x}$ où $x > 1$; on a approximativement : $x = 1{,}1$ et $k = 1350$.)

GENRE DES CALCULS

PROBLÈMES

a) Quelle charge une locomotive déterminée peut-elle remorquer dans une courbe de rayon déterminé r, si la voie en cet endroit a une rampe s, et si la vitesse de locomotion doit être égale à V?

Soient :

$L = L_1 = 42t$; $n = 3$ essieux moteurs (locomotive pour trains de marchandises).

$T = 20t$; V $= 15$ *km* à l'heure ; $s = 5 \frac{0}{00}$ et $r_{min} = 400$ *m*.

D'après les formules précédentes, on a :

$w_g = 1{,}5 + 0{,}001 \cdot 15^2 = 1{,}725 \frac{0}{00}$,

$w_l = 4\sqrt{3} + 0{,}002 \cdot 15^2 = 7{,}38 \frac{0}{00}$,

*) *Zeitschrift f. Bauwesen*, 1873, page 382.

$$w_r = \frac{675}{400 - 80} = 2{,}11 \frac{0}{00};$$

d'après cela :

$$w = 1{,}725 + 2{,}11 + 5 = 8{,}835 \backsim 8{,}84 \frac{0}{00}$$

$$w_1 = 7{,}38 + 2{,}11 + 5 = 14{,}49 \backsim 14{,}5 \frac{0}{00},$$

$$Q = \frac{F - 14{,}5 \,.\, 42}{8{,}84} - 20 = \frac{F}{8{,}84} - 89.$$

Si la traction permanente de la locomotive comporte 6000 *kg* (pour la vitesse $V = 15$ *km*) la charge pouvant être remorquée peut atteindre $Q = 590$ *t*. Comme généralement dans les trains de marchandises, les essieux portent un poids brut de 7,5 *t*, nous avons un nombre d'essieux

$$n = \frac{590}{7{,}5} = 79.$$

Si w et w_1 croissent de $5 \frac{0}{00}$ (c'est-à-dire pente $= 10 \frac{0}{00}$) et si les autres ordonnées restent les mêmes que précédemment, on a :

$$Q = 354t \text{ ou } 47 \text{ essieux.}$$

Sur une ligne horizontale et pour le même rayon minimum, la vitesse pourrait d'abord être augmentée d'une façon notable et portée par exemple à $V = 25$ *km* ; ensuite la force de traction pourrait être diminuée et portée à environ 5000 *kg* (par un plus faible degré d'admission, v. chap. Locomotives) ; et enfin les résistances étant amoindries ($w = 3{,}84$ et $w_1 = 9{,}5$), la charge traînée serait de $1180\ t = 157$ essieux (chargés à 7,5 *t*). (D'après *R de P.* § 23, le nombre 150 ne peut être dépassé.) *)

b) Détermination de la force de traction nécessaire à la locomotion d'un train express de 36 essieux (wagon-poste et fourgon de bagages compris) supportant en moyenne une charge brute de 4,5 tonnes, en supposant que ce train doive franchir avec une vitesse $V = 40$ km, une longue rampe de $5 \frac{0}{00}$, dans laquelle se trouve une courbe de rayon $r = 500$ m.

$$Q = 162t,$$

$$T = 20t,$$

$$\left.\begin{aligned} L &= 38t \\ n_1 &= 2 \end{aligned}\right\} \text{ valeurs provisoires éventuelles,}$$

$$w_g = 1{,}5 + 0{,}001 \,.\, 40^2 = 3{,}1 \frac{0}{00},$$

$$w_l = 4\sqrt{2} + 0{,}002 \,.\, 40^2 = 8{,}85 \frac{0}{00},$$

$$w_r = \frac{675}{500 - 80} = 1{,}6 \frac{0}{00},$$

$$w = 3{,}1 + 1{,}6 + 5 = 9{,}7 \frac{0}{00},$$

*) Pour le nombre des essieux des trains, v. p. 611.

$w_t = 8{,}85 + 1{,}6 + 5 = 15{,}5\ \frac{0}{00}$; par conséquent :

$$F \geqq 9{,}7\ .\ 182 + 15{,}5\ .\ 38 \geqq 2373\ kg.$$

Par suite, la charge qui doit être supportée par les axes moteurs doit, dans tous les cas, être, $L > 7.2{,}373 = 16{,}6\ t$ en prenant $\frac{1}{7}$ pour coefficient d'adhérence ; bien que ce coefficient puisse dans certaines circonstances être beaucoup plus grand, il faut cependant, dans le cas qui nous occupe, deux axes moteurs (ou couplés), car d'après *R p. C* § 29, la charge par axe ne doit pas dépasser 14 *t*.

Si le même train se meut dans un plan horizontal, suivant une courbe de rayon $r = 1000\ m$, et avec une vitesse de 70 *km*, on a :

$w_g = 1{,}5 + 0{,}001.\ 70^2 = 6{,}4$,

$w_t = 4\sqrt{2} + 0{,}002.\ 70^2 = 15{,}5$,

$w_r = 0{,}7\ \frac{0}{00}$,

et la force de traction $= 1900\ kg$.

Il est à remarquer que les trains express peuvent franchir de courtes rampes sans augmentation de la force de traction, mais seulement par une certaine dépense de force vive (ce qui a pour effet un ralentissement dans la marche du convoi) ; d'un autre côté, la force de traction peut, pendant un temps court, être augmentée d'une façon notable par une dépense plus grande de vapeur.

En France, l'article 18 de l'ordonnance de 1846 dit que les trains de voyageurs, ne peuvent être composés de plus de 24 wagons à 4 roues ou de plus de 18 wagons à 6 roues, ni être traînés par plus de 2 locomotives ; par contre, le nombre des wagons dans les trains de marchandises n'est pas limité administrativement, mais pratiquement il n'est pas bon de dépasser 50 wagons ; la police des chemins de fer en Allemagne interdit les convois de plus de 150 essieux pour trains de marchandises, 100 pour trains à voyageurs et 120 pour trains militaires.

3. Pente la plus convenable.

S'il faut s'élever d'une certaine quantité h et qu'il soit possible de faire plusieurs tracés de longueurs différentes, la pente la plus convenable est celle pour laquelle le rapport

$$\frac{\text{Charge utile}}{\text{Longueur de la ligne}} = Q : \frac{h}{s} \text{ est le plus grand possible.}$$

Si l'on pose pour une vitesse à peu près constante la résistance de la locomotive et du tender $w_l L + w_g T = W_0$,

on a pour les parcours rectilignes et ceux à courbes très ouvertes :

$$s_0 = -w_g + w_g \sqrt{\frac{Z - W_0}{w_g (L + T)} + 1}.$$

Dans le cas de courbes plus prononcées, si l'on veut que la force de traction et la vitesse restent les mêmes, il faut soustraire de s_0 la résistance due à la courbe (v. 4.)

4. Pentes rationnelles et non nuisibles.

Si l'on veut obtenir le meilleur emploi de la force de traction en ayant les résistances les plus uniformes possibles, il faut diminuer la pente maxima s_m dans les fortes et longues courbes ; la diminution doit comporter $s_m - w_r$ de manière que $s + w_r = s_m$. Cette pente s_m est une donnée pour le tracé et la force de traction (longueur des convois); dans les grandes montées, elle doit se rapprocher le plus possible de la pente la plus convenable, en tant que celle-ci est déjà fixée par le genre des machines et la vitesse de locomotion.

Les pentes au-dessous des pentes d'équilibre, c'est-à-dire :

$s < w_g$ dans les parties droites, et

$s < w_g + w_r$ dans les courbes,

ne sont *pas nuisibles* du moment que le transport ou trafic annuel des marchandises est à peu près le même dans les deux sens.

5. Frais d'exploitation et longueur virtuelle.

Les frais d'exploitation en pfennings lorsque la pente est de $s\,\frac{0}{00}$ sont d'après Launhardt :

$$\text{par personne et par } km \quad p = 1{,}33 + 20\,\frac{s_m}{1000} + 24{,}5\,\frac{s}{1000},$$

$$\text{par tonne kilométrique} \quad q = 0{,}378 + 13{,}2\,\frac{s_m}{1000} + 1{,}6\,\frac{s}{1000}\ ^{*})$$

Si outre la pente, il y a une courbe, il faut réunir dans s la résistance due à la pente et celle due à la courbe.

D'après cela, on peut calculer les frais d'exploitation pour un parcours quelconque d'une ligne ferrée. La formule générale donnant les frais d'exploitation correspondant à une circulation annuelle de P personnes et de Q tonnes a donc la forme :

$$E = P\Sigma\,(pl) + Q\Sigma\,(ql).$$

---

*) En comptant le pfenning à 1,25 centime :

$$\left.\begin{aligned} p &= 1{,}66 + 25\,\frac{s_m}{1000} + 30{,}6\,\frac{s}{1000} \\ q &= 0{,}473 + 16{,}5\,\frac{s_m}{1000} + 20\,\frac{s}{1000} \end{aligned}\right\} \text{ centimes.}$$

La *longueur virtuelle* L_0 d'une ligne ferrée est la longueur de la ligne fictive supposée sans courbe, tout entière dans un plan horizontal et qui aurait les mêmes frais d'exploitation que la ligne considérée.

Cette longueur virtuelle permet d'obtenir les frais d'exploitation par comparaison sans faire les calculs directs. Elle s'obtient en faisant la somme de toutes les longueurs virtuelles des portions de la ligne ayant des pentes et des rayons différents ; cette somme se présente sous la forme

$$L_0 = \Sigma (l_0) = \Sigma (al), \text{ où}$$

a représente le « *coefficient virtuel* » qui, d'après Lindner (*virtuelle Länge*, Zürich 1879), est égal à :

$$a = \frac{w_0 + w_r \pm s}{w_0} = 1 + a_r \pm a_s ,$$

formule dans laquelle w_0 est le coefficient de résistance du train entier, locomotive et tender compris, marchant en ligne droite dans un plan horizontal. Le signe négatif devant s a rapport aux descentes ; a ne peut jamais devenir $< o$ parce qu'aussitôt qu'il tend à devenir négatif, les freins entrent en action.

Pour obtenir le coefficient virtuel moyen, et par suite la longueur virtuelle d'un certain trajet, le mieux est de procéder graphiquement en divisant la longueur L du trajet considéré, par exemple en autant de parties égales que cette longueur comporte de changements de pente, et en portant en chacun des points de division, au-dessus de la ligne de base pour l'aller, et au-dessous pour le retour, des ordonnées proportionnelles aux a du point considéré ; en joignant alors tous les points ainsi obtenus, on obtient 2 surfaces polygonales s'appuyant sur la ligne de base. En mesurant les aires de ces surfaces et en les convertissant en deux rectangles de longueur L, les hauteurs a_0 des rectangles représentent les coefficients virtuels moyens, respectivement pour l'aller et le retour du trajet total considéré.

Le coefficient

$$a_0 = \frac{L_0}{L}$$

peut servir à l'établissement des tarifs, etc.

Supposons que pour un projet, on soit en présence d'un certain nombre de tracés, et que les longueurs virtuelles de ces différentes solutions soient connues ; soient de plus :

A (A_1, A_2....) le capital à engager,

z le taux de l'intérêt,

b_0 les frais d'exploitation par tonne kilométrique pour une voie horizontale rectiligne,

Q la grandeur du trafic annuel en tonnes à prévoir pour toute la ligne (par suite de la fréquence spécifique, on peut compter que

la personne kilométrique coûte la même somme que la tonne kilométrique) ; supposons que S (S_1, S_2....) soit le coût annuel d'exploitation, alors on a :

$$S = z\,A + (b_0\,Q)\,L_0,$$

formule dans laquelle, il faut, pour chaque tracé, remplacer A et L_0 par leurs valeurs spéciales, tandis que z, b_0 et Q restent constantes pour tous les tracés. Le tracé pour lequel S est un minimum est le tracé le plus favorable quant à la spéculation.

N. B. Les longueurs virtuelles correspondant aux différentes portions d'une ligne peuvent servir à l'établissement de l'indicateur horaire, puisqu'elles permettent d'obtenir graphiquement les vitesses de locomotion les plus convenables entre les différentes stations. — En distinguant les valeurs de b_0, P et Q par personne et tonne kilométrique, on peut obtenir séparément les valeurs des quantités intéressantes concernant voyageurs et marchandises.

III. RENSEIGNEMENTS GÉNÉRAUX CONCERNANT LA VOIE

Nota. Pour les signes précédant les paragraphes, voir le commencement du chapitre des chemins de fer, p. 605.

L'écartement de la voie se mesure dans œuvre, c'est-à-dire entre les bords intérieurs des rails.

En France, cet écartement est imposé pour les lignes de premier ordre ; il doit être compris entre 1,44 et 1,45.

† En Allemagne pour les lignes principales et secondaires à voie normale, l'écartement doit être de 1,435 *m*, et dans les voies étroites de 1 *m* ou de 0,75 *m*.

En Angleterre la cote actuellement adoptée est 1,44 *m*.

La tolérance admise varie dans chaque compagnie ; elle est de 4 *mm* dans l'Ouest français, et les ingénieurs de l'Union des chemins ferrés allemands admettent 3 *mm* en moins et 6 *mm* en plus.

† L'élargissement de la voie dans les courbes de moins de 1000 *m* de rayon est nécessaire, mais il ne doit jamais comporter plus de 30 *mm* ; dans les lignes secondaires à voie étroite la surlargeur maximum comporte respectivement 25 et 20 *mm*.

Pour la détermination de la surlargeur, voir le chapitre concernant l'établissement de la voie.

† La figure 327 représente les profils normaux de libre passage (la moitié gauche pour la pleine voie et la moitié droite pour les gares) des chemins de fer allemands de premier ordre et de ceux de second ordre à voie normale.

Les fig. 328 et 329 représentent les profils de libre passage dans les voies secondaires.

** Dans les courbes, il faut tenir compte pour ce profil de la surlargeur de la voie et du surhaussement du rail extérieur.

Fig. 327.

Pleine voie. Gares

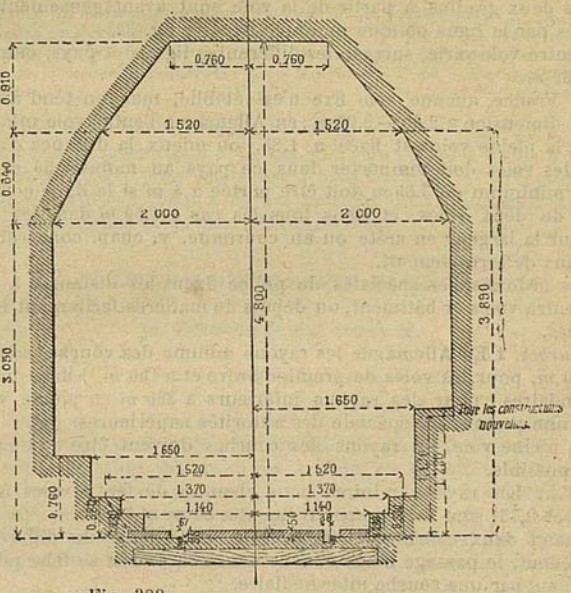


Fig. 328.

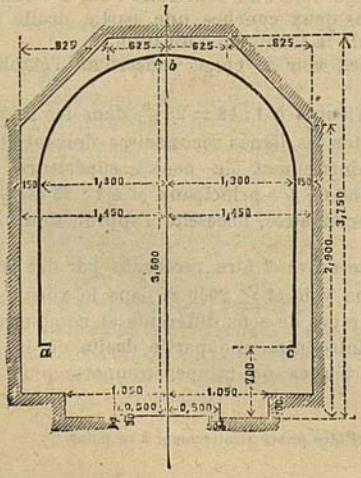
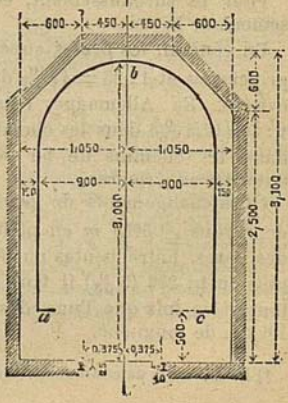


Fig. 329.



Les deux gradins à partir de la voie sont avantageusement remplacés par la ligne oblique indiquée dans la fig. 327.

L'entre-voie varie, suivant les différentes lignes et pays, entre 1,80 et 2,50 *m*.

En France, aucune cote fixe n'est établie, mais on tend à porter cette dimension à 2,00 — 2,20 *m* ; en Allemagne l'entre-voie minimum pour la pleine voie est fixée à 1,85, ou mieux la distance d'axe en axe des voies doit comporter dans ce pays au moins 3,50 *m*. Cette cote minimum de 3,50 *m* doit être portée à 4 *m* si la ligne comporte plus de deux voies, et dans tous les cas à 4,50 *m* dans les gares.

Pour la largeur en crête ou en couronne, v. chap. concernant les travaux de terrassement.

Des ordonnances spéciales de police fixent les distances à observer entre voies et bâtiment, ou dépôts de matières facilement inflammables.

Courbes. † En Allemagne les rayons minima des courbes sont fixés à 180 *m*, pour les voies de premier ordre et à 100 *m* [1]) dans les voies secondaires ; pour des rayons inférieurs à 300 *m* en pleine voie, il faut une permission spéciale des autorités supérieures.

En pleine voie, les rayons des courbes doivent être aussi grands que possible.

* T.... Les rayons minima pour chemins de fer à voies étroites (1 *m* et 0,75) sont fixés respectivement à 80 *m* et 50 *m*.

Quand deux courbes de même sens mais de rayons différents se succèdent, le passage d'une courbe dans l'autre doit se faire progressivement par une courbe intermédiaire.

Quand deux courbes de sens différents font suite l'une à l'autre, il est bon d'intercaler entre les deux courbes une partie droite de 10 *m* au moins et si possible de la longueur d'un train.

Pour le surhaussement, etc., voir le chap. concernant l'établissement de la voie.

En général, les *pentes* supérieures à $1 : 40 = 25 \frac{0}{00}$ dans les lignes principales et $1 : 25 = 40 \frac{0}{00}$ dans les lignes secondaires doivent être évitées. En Allemagne, l'établissement de pentes supérieures à $1 : 80$ $(12{,}5 \frac{0}{00})$ dans les chemins de fer principaux et à $1 : 25$ $(40 \frac{0}{00})$ dans les chemins de fer secondaires, nécessite l'approbation des autorités supérieures.

† Les changements de pente doivent être raccordés par des arcs de rayons $\geqq 5000$ *m* en pleine voie et $\geqq 2000$ *m* dans le voisinage des gares. Entre pentes ou rampes de sens différents et comportant plus de $1 : 200$ $(5 \frac{0}{00})$ il faut introduire une partie droite de 480 *m* toutes les fois que l'une des pentes ou rampes comporte plus de 1000 *m* de longueur.

[1]) De nouvelles déterminations vont être prises relativement à ce point.

* Dans les fortes courbes, il faut éviter les changements brusques de pente.

Remarque. La pente maximum du chemin de fer du Gothard atteint 27 ‰; dans les chemins du Mont-Cenis et de l'Arlberg, elle est d'environ 30 ‰; dans le chemin ferré de Giovi elle est de 35,4 ‰ (1 : 28); le remorquage dans ces différentes lignes se fait par locomotives ordinaires. Dans la ligne de Giovi, on a abandonné les machines-tenders.

† La vitesse de locomotion pour $r\text{min} \geqq 1000\ m$ et $s \leqq 5\ \frac{0}{00}$ peut au maximum être prise égale à 75 *km* à l'heure pour les trains à voyageurs et à 45 *km* pour les trains à marchandises. — Exceptionnellement, des vitesses jusqu'à 90 *km* peuvent être autorisées. Vitesse maximum dans les voies secondaires 30 *km*.

IV. EXÉCUTION DES TRAVAUX PRÉLIMINAIRES

a. Succession des travaux.

α. Travaux préliminaires généraux.

1. Adoption des éléments nécessaires au tracé (nombre des voies, largeur de voie, pentes, courbes, poids et vitesses des convois, etc.).

2. Représentation générale du terrain en situation et altitude. Suivant que le terrain est plus ou moins accidenté, la distance entre les plans de niveau successifs peut varier de 1 à 5 *m*. L'étendue latérale de part et d'autre de la ligne doit comprendre toutes les localités et terrains pouvant entrer en question dans la construction et l'exploitation de cette ligne. Echelle du plan : $\frac{1}{10000}$ à $\frac{1}{5000}$.

Quelquefois, les cartes existantes (par exemple celles d'état-major au $\frac{1}{25000}$ jusqu'à $\frac{1}{80000}$) peuvent suffire.

3. Représentation du projet sur papier, c'est-à-dire : tracé des courbes de niveau, projection du profil longitudinal montrant les différentes pentes et au-dessous projection horizontale montrant les différentes courbes de la ligne.

Recherches concernant le mouvement des terres; répartition des masses par section, en tenant compte des constructions et des points de départ de transport créés par ces constructions elles-mêmes, ou par les accidents du terrain. Ces travaux doivent être faits d'abord d'une façon tout à fait approximative, en les étendant autant que possible à toutes les éventualités. Ensuite, vient le choix d'un tracé déterminé et seulement alors, on répète plus minutieusement les travaux précédents en faisant des corrections et en fixant le tracé et les pentes d'une façon définitive. — Puis vient le calcul approximatif du prix de revient.

β. *Travaux préliminaires spéciaux.*

1. Représentation spéciale du terrain en situation et en altitude sur une petite largeur (de chaque côté de la ligne de chemin de fer) mais cette fois avec tous les détails bien à l'échelle. Echelle des projections : en moyenne 1 : 2500 ; dans les terrains fortement coupés, il est convenable de prendre 1 : 1000 ; dans les terrains plats l'échelle 1 : 5000 suffit.

2. Déterminations spéciales pour l'exécution, c'est-à-dire : Représentation précise du tracé sur le papier. Report du tracé sur le terrain. Jalonnement des courbes (pas plus tôt, car ce serait travail inutile). Relevé définitif de la ligne, c'est-à-dire, stations, nivellement longitudinal, profils transversaux. Etudes spéciales du projet complet concernant les bâtiments, les passages supérieurs et inférieurs, travaux d'art, etc. Groupement de toutes les constructions nouvelles et des déviations de routes, de cours d'eau, etc.

3. Ensuite viennent les travaux relatifs à la demande en concession qui en France est adressée, comme nous l'avons déjà dit, à l'administration des ponts et chaussées ; elle doit être accompagnée :

1° D'un plan général au 1 : 10000 ;

2° D'un profil longitudinal au 1 : 10000 pour les longueurs et 1 : 500 ou 1 : 1000 pour les hauteurs;

3° D'un cahier de profils transversaux au 1 : 200 pour longueurs et hauteurs ;

4° D'un tableau du calcul des terrassements ;

5° D'un tableau des ouvrages d'art avec types de ces ouvrages;

6° D'un détail estimatif du projet;

7° D'un rapport à l'appui.

Il est à recommander de ne jamais se défaire, à cet effet, des plans originaux qui sont nécessaires pour la continuation des travaux, et qui ont toujours une grande valeur.

4. Établissement d'un programme d'exécution (dans les projets importants, cela devrait toujours se faire).

5. Travaux préparatoires pour l'acquisition des terrains. (Ces travaux doivent commencer aussitôt que le tracé définitif a été reporté sur le terrain.)

6. Simultanément aux autres travaux : Recherches du régime de toutes les eaux (marées, débouchés, niveaux des grandes crues. etc.) ; recherches relatives aux terres (inclinaison des talus, répartition des masses, prix de revient, fondations) ; recherches des prix, des lieux de provenance des matériaux, etc..

Remarque. La distinction entre les travaux préparatoires généraux et spéciaux n'est pas toujours facile, parce que souvent ces travaux sont liés entre eux d'une façon très étroite. — Tous les travaux préparatoires comprennent des opérations géométriques et des travaux de recherches préliminaires proprement dits ; ces travaux sont en rapports intimes et ne doivent pas être séparés dans l'exécution.

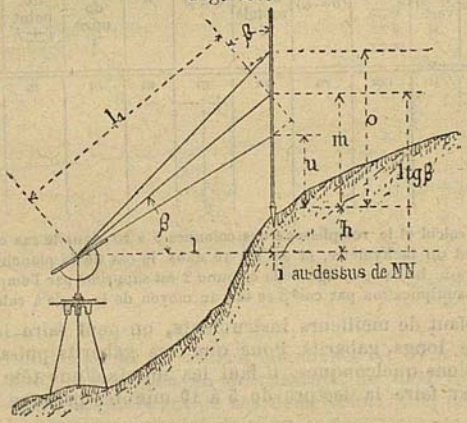
b. Méthodes d'exécution.

a. Travaux géométriques.

1. LEVÉS ET NIVELLEMENTS

Règle fondamentale pour la marche rapide des levés et nivellements, destinés aux travaux préparatoires : il faut faire la distinction entre les levés et nivellements importants et ceux sans importance, mais pourtant nécessaires pour l'orientation et les vues d'ensemble.

Fig. 330.



Les premiers sont à faire exactement, quant aux derniers on peut les obtenir au moyen de la carte ou bien par de simples estimations; dans les dessins, il faut avoir soin de faire une distinction bien marquée entre les points dont la position a été déterminée et qui sont des points principaux et ceux qui ne sont que des points secondaires. Il faut également de l'exactitude dans les déterminations pouvant entraîner la perpétuation ou la multiplication de fautes (comme par ex. : déterminations des mesures de longueur, nivellements longitudinaux, etc.), il faut au contraire de la rapidité là où les fautes commises n'ont aucune conséquence (par exemple, fautes dans les déterminations des cotes transversales, etc.).

Méthodes de levés et nivellement : 1. Mesurage barométrique des hauteurs en prenant pour base les plans de situation existants. Cette

méthode, qui ne doit être employée que dans les travaux généraux, est très pratique.

2. Mesurage au moyen d'instruments universels tels que tachymètre, planchette suisse. Celle-ci s'approprie très bien à tous les levés, principalement dans les travaux spéciaux (Echelle 1 : 1000).

Manière de calculer au moyen de formulaires dressés à l'avanc (fig. 330) :

$$l = t_1 \cos\beta = k\,(o-u)\cos^2\beta = k\,(o-u)\,(1-\sin^2\beta).$$
$$h = l\,tg\,\beta - m.$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
N° du point	Angle		Hauteur sur la mire $o=$ $u=$ $m=$	$k.(o-u)$	Distance horizontale l	$l\,tg\,\beta$	h	Ordonnée du plan de mire i	Ordonnée du point $i \pm h$	Observations
	hor. α	vert. β								
	0	0	cm	m	m	m + | −	m	m	m	$k =$ coefficient de réduction de l'appareil (en général $k = 100$)

N. B. Le calcul et le remplissage des colonnes 5 à 10 dans le cas où l'appareil de mesurage est un tachymètre, et de 7 à 10 dans le cas de la planchette, doivent se faire au bureau. Le remplissage de la colonne 2 est supprimé par l'emploi de la planchette. La multiplication par $\cos^2\beta$ se fait au moyen de la règle à calcul.

3. A défaut de meilleurs instruments, on peut faire les levés au moyen de longs gabarits. Pour que ces gabarits puissent prendre des directions quelconques, il faut les munir d'une tête mobile afin de pouvoir faire la lecture de 5 à 10 minutes près, ce qui est suffisant.

4. La photogrammétrie comme méthode universelle est très pratique dans les travaux généraux, mais elle est encore peu employée.

2. JALONNEMENT OU TRACEMENT

On jalonne d'abord les droites principales en vue de la reproduction sur le terrain du tracé projeté, en se servant pour cela des distances aux points fixes du relevé.

Ensuite, on détermine les points d'intersection de ces droites, on mesure les angles réels, la longueur des tangentes et par conséquent les éléments des courbes ; enfin on jalonne ces courbes.

Si le sommet de l'angle est inaccessible, ou bien s'il est trop

éloigné, on coupe les côtés de l'angle par une droite auxiliaire quelconque, comme le représente la fig. 331.

On mesure $\sphericalangle \alpha$ et β et la longueur c,

Donnée : rayon r.

On a :

$$\varphi = \alpha + \beta$$

$$b = \frac{c \sin \beta}{\sin \varphi}$$

$$a = \frac{c \sin \alpha}{\sin \varphi}$$

$$T = r \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}$$

$$x = T - b$$

$$x_1 = T - a.$$

Fig. 331.

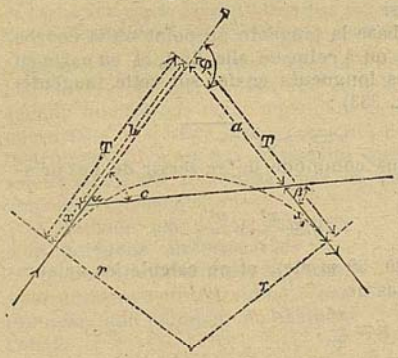
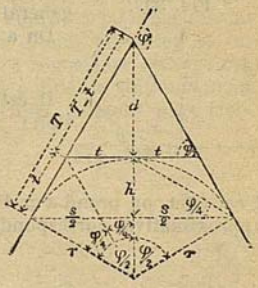


Fig. 332.



En dehors du point où la courbe commence et de celui où elle finit, il est bon, comme moyen de contrôle, de fixer un jalon au point de la courbe équidistant de ces deux points. Ceci peut se faire en menant la bissectrice de l'angle et en portant sur cette bissectrice la longueur d, ou bien, en construisant la tangente auxiliaire de la courbe au point considéré, par le moyen du calcul suivant (fig. 332) :

$$t = r \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4}$$

$$d = t \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = r \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = T \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4}.$$

Les valeurs suivantes sont moins souvent employées :

$$\text{Demi-corde } \frac{s}{2} = r \sin \frac{\varphi}{2},$$

$$\text{flèche } h = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} = 2r \sin^2 \frac{\varphi}{4}.$$

Pour d et h on a encore les formules suivantes :

$$d = \frac{r}{\cos\frac{\varphi}{2}} - r \qquad \text{et} \qquad h = r\left(1 - \cos\frac{\varphi}{2}\right);$$

ces deux dernières formules ont le grave défaut de ne pouvoir être calculées au moyen de la règle.

Longueur de l'arc :

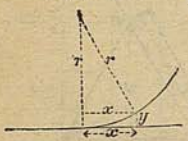
$$A = r\varphi\,\frac{\pi}{180^\circ} = r\varphi\,0{,}01745.$$

Méthodes pratiques pour le jalonnement des courbes.

1. Méthode la plus employée.

On prend comme ligne de base la tangente au point où la courbe commence ou à celui où elle finit, et on porte en général des longueurs égales sur cette tangente.

Fig. 333.



On a (fig. 333) :

$$y = r - \sqrt{r^2 - x^2}.$$

Il est plus commode de se servir de l'expression :

$$y = \frac{x^2}{2r} + \frac{y^2}{2r};$$

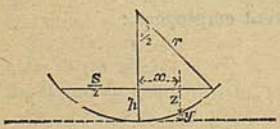
à cet effet, on prend $x = 10,\ 20,\ 30\ m$ etc., et on calcule les valeurs approximatives correspondantes de

$$y = \frac{x^2}{2r},$$

puis à ces valeurs on ajoute $\frac{y^2}{2r}$. On voit alors immédiatement que le terme de correction $\frac{y^2}{2r}$ est toujours négligeable, lorsque les valeurs de x ne sont pas très grandes et que celles de r ne sont pas très petites ; par conséquent, la formule $y = \frac{x^2}{2r}$, calculable à la règle, donne dans la plupart des cas des résultats satisfaisants.

2. Lorsque l'emploi de la méthode 1) est impossible ou incommode, on peut prendre la corde comme ligne de base ; en partant du milieu de la corde, on a (fig. 334) :

Fig. 334.

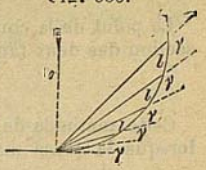


$$z = h - y = h - \frac{x^2}{2r}\,(\text{approx.}),$$

$$h = \text{constante} = \frac{s}{2}\,\text{tg}\,\frac{\varphi}{4} = 2r\,\sin^2\frac{\varphi}{4}.$$

3. Méthode en se servant d'instruments à mesurer les angles. On se place au point origine de la courbe et par ce point on fait passer des droites faisant entre elles le même angle γ ; en remarquant que tous ces angles ont leur sommet sur une circonférence de cercle, on conclut qu'ils comprennent tous le même arc l et la même corde entre leurs côtés ; on a (fig. 335) :

Fig. 335.



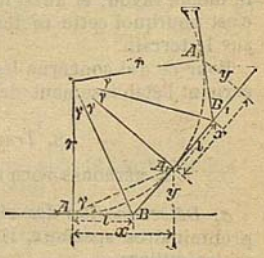
$$\gamma = \frac{l}{2r}\frac{180^\circ}{\pi} = \frac{l}{2r}206265 \text{ en sec.}$$

N B. Dans ce tracé, les directions de la ligne de mire et celle de la chaîne (servant à décrire les arcs ayant pour longueur l), ne doivent pas être trop différentes l'une de l'autre afin que le point d'intersection soit nettement déterminé ; c'est pourquoi il est nécessaire de déplacer l'instrument après une série de points.

La même méthode peut être appliquée lorsqu'on dispose d'une planchette ; on fixe d'abord sur celle-ci la courbe à jalonner (à une échelle quelconque mais cependant la plus grande possible), et on opère sans le secours d'aucun calcul ; il est à remarquer qu'avec cet instrument, il n'est pas nécessaire que les points de stationnement soient situés sur la courbe ; par là, ces points peuvent plus facilement être changés.

4. Méthode par la construction d'un polygone circonscrit de longueur de côté déterminée (fig. 336). Pour une longueur déterminé l (par exemple, une longueur de chaîne), l'angle

Fig. 336.



$$\gamma = \text{arc tg}\frac{l}{r},$$

ou bien comme valeur très approchée, on a :

$$\gamma'' = \frac{l}{r}206265''.$$

Les ordonnées, correspondant à la longueur x de la tangente ont pour expression,

$y = 2\,r\,\sin^2\gamma$,

$x = 2\,r\,\sin\gamma$ (très approch.)

On obtient ainsi un second point de tangence A_1 qui, joint à B, donne une seconde tangente ; ce que nous venons de faire par rapport au point A peut se répéter pour le point A_1 etc.

Comme ordinairement l'angle γ est très petit (parce qu'habituellement $l = 20\ m$ ou $10\ m$), on peut considérer les formules suivantes comme suffisamment exactes :

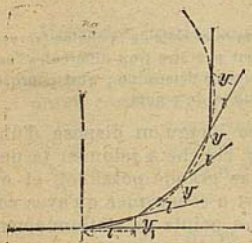
$$\gamma = \frac{l}{r}; \qquad x = 2r\frac{l}{r} = 2l; \qquad y = 2r\frac{l^2}{r^2} = \frac{2l^2}{r}.$$

Le point de la courbe sur le rayon aboutissant au point d'intersection des deux tangentes a pour ordonnée

$$y_1 = \frac{l^2}{2r} = \frac{y}{4}.$$

Cette méthode de jalonnement des courbes est surtout commode lorsque la place manque latéralement pour de longues lignes auxiliaires (comme celles nécessitées dans les deux premières méthodes).

Fig. 337.



La méthode basée sur la construction d'un polygone inscrit de longueur de côté déterminée est analogue à la méthode précédente (fig. 337).

Pour la première ordonnée, on a :

$$y_1 = \frac{l^2}{2r} \text{ (très approch.)}$$

et pour toutes les autres

$$y = 2y_1 = \frac{l^2}{r}.$$

On opère ainsi très rapidement, *sans appareil* aucun, sans mesurage d'angles et sans calcul toutes les fois que la courbe a partout le même rayon, et aussi lorsque la courbure subit quelque variation : c'est pourquoi cette méthode est employée de préférence aux autres sur le terrain.

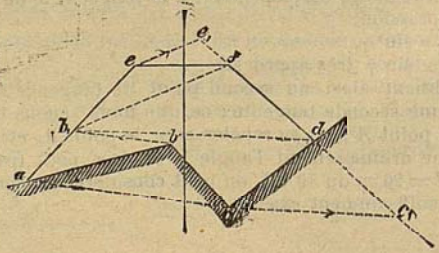
Pour ce qui concerne les courbes de transition, voir chapitre concernant l'établissement de la voie.

β. *Travaux d'études du projet.*

1. MÉTHODES POUR L'OBTENTION DES AIRES ET DES MASSES

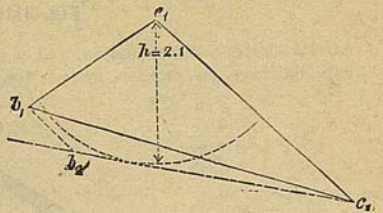
a. Détermination des aires des profils en travers dans les travaux préliminaires spéciaux, la ligne transversale du sol étant régulière ou irrégulière.

Fig. 338 *a*.



Cette détermination s'effectue à l'aide du dessin, par le calcul, par le planimètre ou par transformation des surfaces: dans cette dernière méthode, on transforme la surface de telle sorte que son expression soit représentée par une portion de droite (v. fig. 338 *a* et 338 *b*).

Fig. 338 *b*.



On fait :

1. $bb_1 \parallel ca$,
2. $cc_1 \parallel b_1d$,
3. $ee_1 \parallel b_1f$,

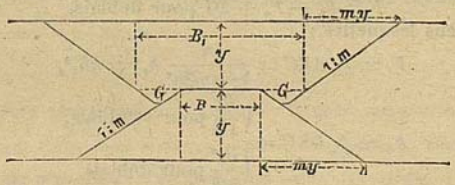
alors aire $\triangle\, b_1c_1e_1 =$ aire *abcdfe*.

4. $h = 2\,.\,1$ et $b_1b_2 \parallel e_1c_1$;

alors $g = c_1b_2 = \triangle\, b_1c_1e_1 =$ aire *abcdfe*.

Dans les travaux généraux, lorsque la ligne du sol du profil est presque rectiligne, on obtient l'aire précédente au moyen de tables, ou (plus simplement) en dessinant le profil à une échelle déterminée et en opérant de la manière suivante.

Fig. 339.

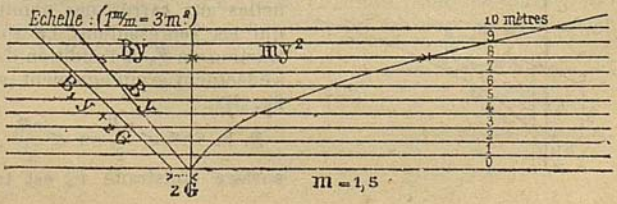


Si la ligne du sol est *horizontale* ou se rapproche de l'horizontale, l'expression de l'aire est de la forme (v. fig. 339) :

$$F = By + my^2 \text{ pour remblais,}$$
$$F = B_1\, y + 2\,G + my^2 \text{ pour déblais.}$$

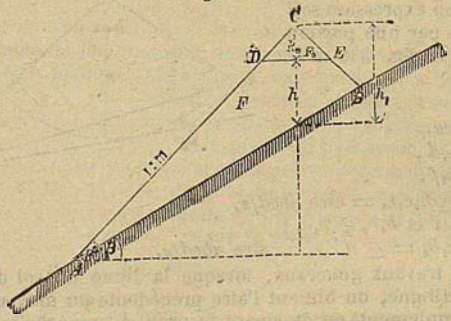
Ces formules peuvent être remplacées par des tables ou bien par une parabole et deux droites comme l'indique la figure 340.

Fig. 340.



Les hauteurs sont celles du profil en long ; les longueurs comprises entre la parabole et la droite, représentent à une échelle quelconque (par exemple 1 $mm = 3$; 2 ou 1 m^2) l'aire du profil en travers.

Fig. 341.



Lorsque la ligne du sol est *inclinée, mais rectiligne* (fig. 341), l'aire devient

$$F = F_1 - F_0 \text{ pour remblais,}$$
$$F = F_1 - F_0 + 2G \text{ pour déblais,}$$

formules dans lesquelles :

$$F_1 = \triangle ABC = \frac{m}{1 - m^2 n^2} h_1^2 = k h_1^2,$$

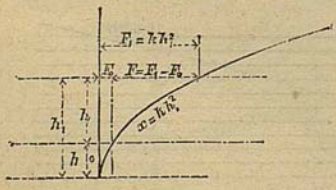
$$F_0 = \triangle DEC = \begin{cases} \dfrac{B^2}{4m} \text{ pour remblais,} \\ \dfrac{B_1^2}{4m} \text{ pour déblais,} \end{cases}$$

$m = \operatorname{cotg} \alpha$, en général $= 1{,}5$;
$h_1 = h + h_0$; $n = \operatorname{tg} \beta$.

(Ces formules sont aussi à employer dans les travaux préliminaires généraux, lorsque $\beta > \frac{1}{10}$.)

La formule $F_1 = k\ h_1^2$ peut être remplacée par des tables ou par une parabole (v. fig. 342), ou bien on peut substituer à cette parabole une droite, si l'on a soin de porter les hauteurs proportionnelles aux carrés des nombres qui les représentent. La soustraction de F_0 et l'addition de h_0 s'effectuent graphiquement (voir fig. 342).

Fig. 342.



N. B. Si $h < \dfrac{nB}{2}$ ou $< \dfrac{nB_1}{2}$, la surface soustraite F_0 est trop

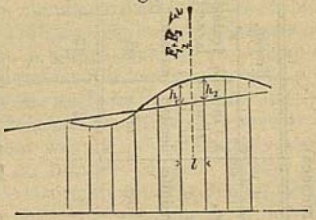
grande ; alors il est préférable d'obtenir cette surface par le dessin. En négligeant l'inclinaison transversale du sol, le rapport de la faute commise à l'aire réelle est :

$$\frac{\triangle}{F} = mn^2\left(1 + \frac{F_0}{F}\right).$$

b. Cubage des masses. La méthode la plus employée consiste à faire la somme de prismes de longueur l ; on calcule les sections des bases (F_1 et F_2) de ces prismes, comme nous venons de l'indiquer, et on a (fig. 343) :

$$M = \frac{F_1 + F_2}{2}\, l.$$

Fig. 343.



Cette méthode livre des résultats qui mathématiquement sont trop forts ; la faute absolue est :

$$\frac{mlz^2}{6}, \text{ où } z = h_2 - h_1 .$$

La faute croît donc comme le carré de la différence des hauteurs des profils voisins.

Une autre méthode qui consiste à prendre comme hauteur de chacun des profils la hauteur moyenne $\frac{h_1 + h_2}{2}$ donne :

$$M = \frac{Fl}{2}$$

et livre des valeurs plus petites que la réalité ; la faute commise est cette fois $ml\frac{z^2}{12}$. En faisant les sections assez rapprochées, c'est-à-dire en prenant l assez petit, les fautes que nous venons d'indiquer n'ont aucune importance.

(N. B. Dans ces calculs, il est inutile de vouloir trop subtiliser, car ils supposent un terrain plan entre sections voisines, ce qui en réalité n'est jamais complètement atteint.)

2. *Répartition des masses.* (Par la voie du calcul, cette répartition ne se trouve exactement qu'après plusieurs tâtonnements.)

Il est bon de disposer les résultats concernant le calcul des masses, leur répartition et les prix de revient de manière que tout commentaire écrit puisse être supprimé, en créant le plus possible des tableaux synoptiques comme celui ci-contre. (Voir les considérations renfermées dans le chap. concernant les travaux de terrassement.)

Côté gauche du folio (Calcul des masses).

N° de la section.	N° de la station	Longueur.	Déblais.				Remblais.				Emploi.			Ordonnées des masses.	
			Demi-profil.	Profil moyen.	Masse.	Fossés d'écoulement.	Demi-profil.	Profil moyen.	Masse. calculée.	Masse. réduite.	A l'intérieur de la section.	A l'extérieur de la section. en trop.	A l'extérieur de la section. en manque	positives.	négatives.
		m.	m^2.	m^2.	m^3.	m^3	m^2.	m^2.	m^3.	m^3.	m^3.	m^3	m^3.	m^3.	m^3.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Côté droit du folio (répartition des masses et prix de revient).

N° de section.	Extraction. — Objet et destination.	Classement des terres. N°	Emploi. — Objet et destination.	Mode de transport. N°	Grandeur des masses. Transport longitud. m^3.	Grandeur des masses. Transp. transversal. m^3.	Transport. Dist. entre centres de gravité. *m*	Transport. Élévation. *m.*	Transport. Pente o/oo.	Prix de transport par m^3. Chorizont. *C*	Prix de transport par m^3. Surtaxe pour élévat. *C*	Prix de transport par m^3. Total. *C.*	Frais de transport. isolés. *Fr.*	*C.*	totaux. *Fr.*	*C.*	Prix d'extraction par m^3. *C.*	Frais d'extract. *Fr.*	*C.*	Coût total des terrassemts. *Fr.*	*C.*
17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30		31		32	33		34	
	P. ex.: Emprunt sur les côtés près stat.	1 *b.*	Rampe près stat.	III	—	1500	400	4	10	58	12	70	1050	—	—	—	25	375	—	1425	—
					Σ (13)	Σ (12)															

3. MOYEN GRAPHIQUE POUR TROUVER ET RÉPARTIR LES MASSES

La représentation graphique des *surfaces* et des *masses* conduit bien plus rapidement au but, et facilite considérablement l'étude et la répartition, ainsi que le choix des modes de transport.

Les aires des sections transversales (peu importe la manière dont elles ont été obtenues) sont portées comme ordonnées à une échelle quelconque (par exemple, 1 $mm = 2\ m^2$) au-dessus ou au-dessous des lignes de roulement, selon que l'on a affaire à déblai ou à remblai, en ayant soin de raccourcir les ordonnées des remblais dans la proportion du foisonnement. Les aires des surfaces (profils des masses) ainsi engendrées, représentent les volumes des différentes masses. — Les valeurs de ces aires s'obtiennent soit au moyen du planimètre, soit en décomposant les surfaces en trapèzes d'égale largeur. On peut alors, à l'une des extrémités de chaque remblai et déblai, porter les unes à la suite des autres les hauteurs moyennes de tous ces trapèzes. Les longueurs des verticales ainsi obtenues sont proportionnelles aux cubes des remblais et des déblais correspondant, ou mieux représentent ces cubes à une certaine échelle.

Le volume des terres, de la verticale à une ordonnée quelconque du profil des masses, est donné à l'échelle des cubes par la longueur de la verticale à partir de la ligne de base jusqu'au point de division de cette verticale correspondant à l'ordonnée considérée.

La *répartition des masses* se fait habituellement par le calcul, c'est-à-dire par des tâtonnements longs et répétés, tandis que par le profilage des masses on se crée un moyen graphique de répartition à la fois plus juste et beaucoup plus commode. Si l'on cherche les profils transversaux au moyen de l'échelle de ces profils (fig. 340), et si l'on fait usage du profil des masses, on obtient, sans calcul et rapidement, un aperçu des frais de transport totaux pour chaque partie du parcours.

γ. *Établissement du plan d'exécution.*

Le plan ou programme d'exécution (à dresser graphiquement si possible) doit être clair et net ; il doit traiter :

1° De la division du temps en trimestres et mois.

2° De toutes les choses nécessaires, pendant les différents laps de temps, telles que matériaux, forces actives, outils; il doit parler des moyens financiers relatifs au payement des différents travaux, des événements possibles, etc. Le tableau suivant peut servir de donnée pour le calcul du temps nécessité par les différents travaux en maçonnerie :

Travaux de terrassement pour fondations, par m^3, env.	0,25	journée.	
Travaux de curage (fondation de puits)...	»	1,8	»
Bétonnage	»	1,4	»
Murs d'enceinte de puits, en briques..... . .	»	1,4	»
» » en pierres de taille.....	»	2,7	»
Maçonnerie à ciel ouvert, en briques..... .	»	1,25—2	»
» » en pierres de taille.....	»	3,5 —4	»
(En lourds moellons le temps est à peu près le même.)			
Voûtes en briques.....	»	2	»
Reins de voûtes.....	»	1.6	»

Pour ce qui concerne les terrassements, des éclaircissements spéciaux se trouvent dans le chap. suivant (page 640).

Pour obtenir le temps de travail net (c'est-à-dire le temps de travail total moins les jours fériés et les quelques jours de suspension des travaux par suite du mauvais temps), on peut compter sur un travail mensuel de 24 journées de 10 heures ; le chiffre 10 heures est une moyenne annuelle, et il est bon de faire remarquer que la durée du travail journalier est plus petite en hiver qu'en été.

Pour les travaux en maçonnerie à ciel ouvert, il ne faut pas compter le temps qui s'écoule du milieu de décembre à la fin de mars ; dans les travaux hydrauliques, il faut tenir compte du temps de grande crue des eaux.

Le nombre des journées divisé par le nombre de jours dont on dispose, donne le nombre d'ouvriers nécessaires, et en supposant qu'il ne doive point y avoir d'encombrement, ce même quotient donne le nombre des points d'attaques ou chantiers d'abattage.

Dans les travaux souterrains, tels que tunnels, fondations pneumatiques et autres semblables, le travail est poussé sans interruption aucune, jour et nuit, jours ouvrés et jours fériés ; les équipes sont alors changées toutes les 6 à 8 heures ; on peut dans ces travaux compter 24 heures de travail par jour. Par contre, dans ce genre de travaux, il faut toujours compter un nombre de jours plus grand que celui donné par le calcul, afin de parer à l'imprévu.

A_b. CONSTRUCTION DE LA VOIE

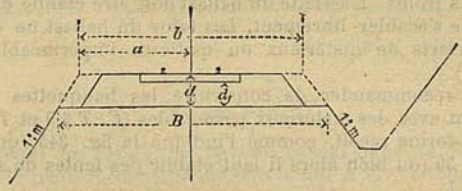
I. INFRASTRUCTURE OU TRAVAUX DE TERRASSEMENT

1. Corps de la voie.

Plate-forme ou palier. Largeur $B = b + 2\,md$ où b représente la largeur en couronne et d la hauteur du ballast entre la plate-forme et l'arête inférieure des rails (fig. 344).

La *largeur en couronne ou en crête* est la distance (idéale), comprise entre les talus (supposés prolongés) du massif sur lequel repose le ballast, à la hauteur des arêtes inférieures des rails (fig. 344).

Fig. 344



Distance a de l'arête en couronne des talus, à l'axe de la voie la plus proche :

Les prescriptions allemandes relatives à cette cote sont les suivantes :

† *a*) Dans les chemins de premier ordre $a_{min} = 2\ m$,

b) Dans les chemins secondaires à voie normale $b \geq 3,\ 3m$ (T § 8) ; (dans les courbes à petit rayon et dans le cas de hauts remblais, a doit être augmenté).

c) Dans les voies étroites $a \geq 2\ \frac{1}{2}$ fois la largeur de la voie (ce qui correspond pour les voies de 1 m et 0,75 m de largeur à 2,5 et 1,88 m). (T § 8).

Représentons par d_1 l'épaisseur du ballast jusque sous les traverses.

† *a*) Dans les chemins de premier ordre $d_{1min} = 200\ mm$ (R. $p.\ C$ § 4).

b) Dans les chemins secondaires $d_{1min} = 150\ mm$, lorsque la vitesse de locomotion surpasse 15 km à l'heure ; si ce n'est pas le cas $d_{1min} = 130\ mm$.

c) Dans les voies étroites $d_{1min} = 100\ mm$ (T § 10).

D'après ces données, l'épaisseur moyenne du ballast jusqu'au couronnement comporte environ 400 mm dans les chemins de premier ordre, en comptant des traverses de 160 mm de haut ; et la largeur en crête pour une voie est $B \geq 5,2$ à $5,5\ m$, pour deux voies, 8,7 m ; pour les chemins secondaires à voie normale, la largeur 4,2 m est encore admissible.

ASSÈCHEMENT DE LA VOIE

† Le couronnement de la voie doit être à une hauteur $\geq 0.6\ m$ au-dessus des hautes eaux dans les parcours non entourés de digues ($R\ p.\ C$, § 4.)

Dans le cas de battement par les vagues, il est bon de placer la

crête de la voie au-dessus de la plus grande hauteur qu'atteignent celles-ci.

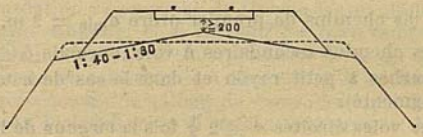
* La position de la plate-forme doit être telle que l'eau souterraine, dans son niveau le plus haut, ne se transforme pas en glace par les plus grands froids. L'assiette du ballast doit être établie de façon que l'eau puisse s'écouler librement. Les talus du ballast ne doivent pas être recouverts de matériaux ou matières imperméables (comme gazon, etc.)

Il est à recommander de construire les banquettes extérieures entièrement avec des matériaux perméables (*C. T* § 9 et *T* § 9.)

La plate-forme reçoit, comme l'indique la fig. 345, un dévers de 1 : 40 à 1 : 30 (ou bien alors il faut établir des fentes de suintement, drains, etc.).

Les cotes précédemment indiquées ont rapport à l'arête supérieure de la plate-forme (voir fig. 345).

Fig. 345.



Dans les fortes courbes, il est à recommander de ne faire écouler les eaux que d'un seul côté de la voie (côté intérieur), comme dans le Nord-Est autrichien, et de faire correspondre la pente d'écoulement à la surélévation que nécessite la courbe (v. superstructure) ; ou bien, on peut augmenter la largeur en couronne et faire subir à la voie un déplacement du côté intérieur (par exemple, 2 *cm* par *cm* de surélévation, comme c'est le cas dans le chemin de fer rhénan).

FOSSÉS LATÉRAUX

Profondeur en déblais $\geq$ 0,4 à 0,6 *m* au-dessous de la plate-forme; dans les endroits bien secs, 0,3 *m* suffit. Comme pente longitudinale, ils ont ordinairement celle de la plate-forme; cependant, cette pente doit comporter au moins $\frac{1}{600}$.

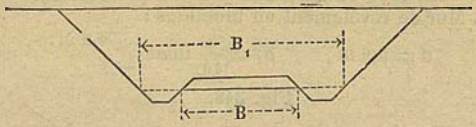
Largeur du fond (plat) = 0,4 à 0,6 *m* ; dans les lieux bien secs, il suffit de prendre 0,3 *m*. La largeur doit être prise plus grande dans le cas d'une forte affluence d'eau et de hauts talus avec danger d'éboulement (fig. 346 et 347).

Les fossés latéraux à la base des remblais sont inutiles du côté de la vallée, du moment qu'ils ne sont pas nécessités pour la conduite d'eau provenant de déblais ; pente longitudinale $\geq \frac{1}{800}$ jusqu'à $\frac{1}{600}$.

Pente des talus des fossés, en général 1 : 1,5 ; avec revêtement en pierre 1 : 1 jusqu'à 1 : 0,5. Dans les pentes supérieures à $\frac{1}{100}$ jusqu'à

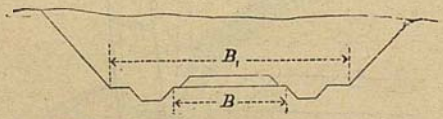
$\frac{1}{50}$ (suivant la nature du sol), il faut prévoir les entraînements des terres et les empêcher au moyen de gazonnement, pavage, etc.

Fig. 346.



Les *banquettes* des fossés (fig. 347) se placent dans les déblais à la hauteur de la plate-forme (quelquefois aussi à la hauteur du couronnement) et dans les pieds des remblais à la hauteur du sol, leur largeur comporte 0,5 à 1 *m*; elles ne sont nécessaires que dans le cas de talus mouvants et de fossés charriant du limon; elles servent à recevoir les dépôts provenant des curages. De chaque côté des arêtes du

Fig. 347.



déblai et du pied du remblai, ou des arêtes extérieures des fossés, il faut une bande de terrain (bande de garage) de 0,6 à 0,8 *m* et même jusqu'à 1 *m* de largeur qui doit appartenir à la compagnie. Dans les talus de déblai élevés, il faut du côté de la montagne, une tranchée pour recueillir les eaux, qui de là sont conduites par des rigoles établies *ad hoc*.

TALUS

Pente. Elle est en général de 1 : 1,5; dans les remblais, elle ne peut être prise plus forte que si l'on a soin d'empierrer ou de paver les talus; dans le cas d'empierrement, on peut prendre 1 : 1,25 et dans le cas de pavage, 1 : 1. Dans les déblais en terre ferme, la pente peut être supérieure aux chiffres indiqués, et, dans le roc, elle peut devenir égale à 1 : $\frac{1}{4}$ lorsque la stratification est favorable.

Consolidation des talus contre l'eau, la gelée, le vent, etc. En général, on revêt le talus avec de la terre rapportée et du gazon transplanté ou semé. Si la terre est ébouleuse à un plus haut degré, on établit des haies de branchages entre lesquelles on fait des plantations. Les pavages et jetées se font dans l'eau et aux endroits soumis à l'influence de cet agent destructeur.

Cas spéciaux :

Murs. On fait des murs de revêtement contre la dégradation, des murs d'appui ou de soutènement pour soutenir la poussée des terres naturelles ou rapportées.

Plus loin (fig. 348-355) se trouvent quelques profils de murs, tirés de la pratique, avec des formules empiriques pouvant servir dans les recherches préparatoires, en se réservant pour plus tard de satisfaire aux conditions statiques (v. p. 366 et suivantes).

Ces murs sont tous en maçonnerie brute (limousine).

Fig. 348. Mur de revêtement en moellons :

$$d = 0{,}6\ m\ ; \qquad d_1 = \frac{h}{10}\ \text{mais} \geqq 0{,}6\ m.$$

Fig. 348.

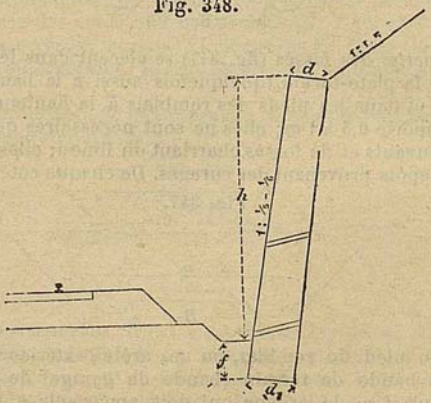


Fig. 349. Mur de soutènement en moellons (chemin de fer du Gothard) :

$$\alpha = \frac{h_1}{20}\ \text{, mais} \geqq 0{,}6\ m.$$

Fig. 349.

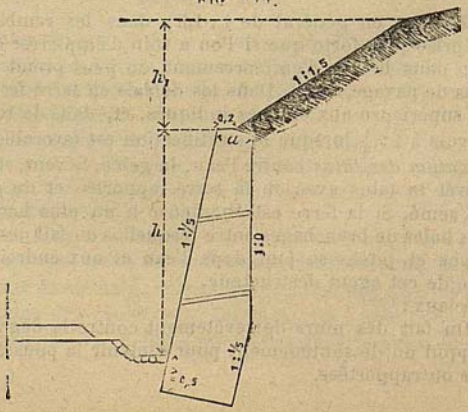


Fig. 350. Mur de soutènement en moellons (chemin de fer du Gothard) ;

$$a = \frac{h_1}{10}, \text{ mais} \geq 0{,}6\ m.$$

Fig. 350.

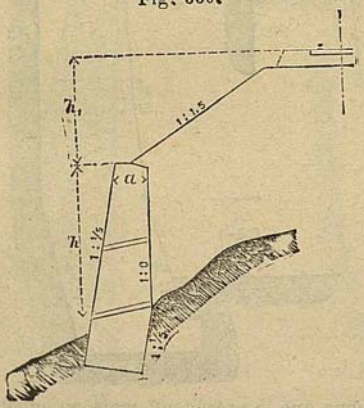


Fig. 351. Mur de soutènement en moellons allant jusqu'au couronnement (même ligne) ;

$$a = 0{,}4 + 0{,}16h, \qquad \text{mais} \geq 0{,}6\ m.$$

Fig. 351.

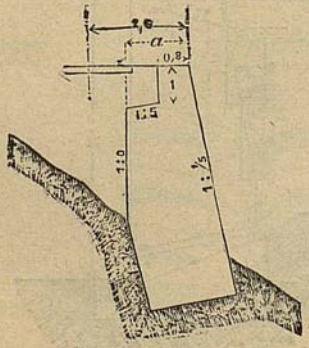


Fig. 352. Même mur que le précédent, mais en briques au lieu de moellons (profil de Haeseler) :

$$a \geqq 2\,\tfrac{1}{2} \text{ briques}; \qquad a_1 \geqq 2 \text{ briques}^*).$$

Fig. 35

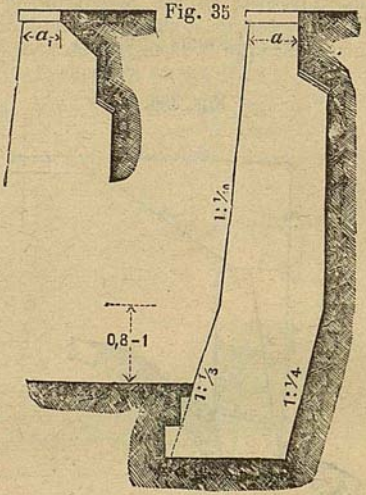
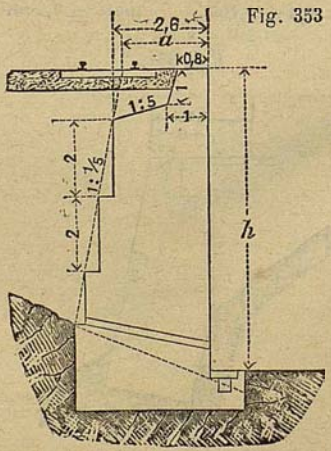


Fig. 353. Le même que le précédent, mais en moellons; cas où la place manque pour donner du fruit :

$$a = 0{,}5\,m + 0{,}22h, \text{ mais} \geqq 0{,}8\ m.$$

Fig. 353



(*) La brique est supposée avoir 25 cm.

Fig. 354. Mur de soutenement, à parement courbe, en moellons avec couches en briques (Bra-Savona, Piémont).

Fig. 355. Mur de soutènement en briques ayant ses deux faces courbes (forme anglaise).

Fig. 354.

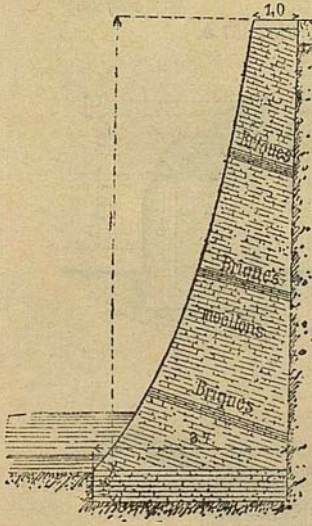


Fig. 355.

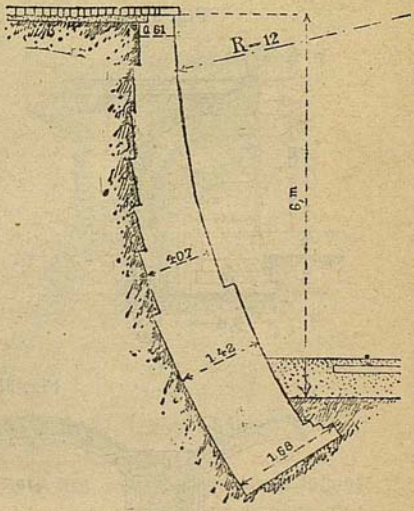


Fig. 356 à 357. Murs de soutènement nervés :
Fig. 356. Mur du quai de Chalon-sur-Saône.

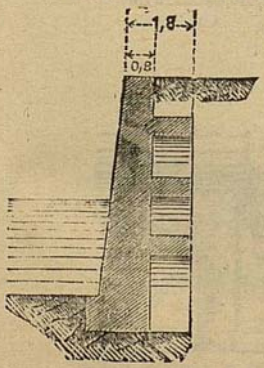


Fig. 356.

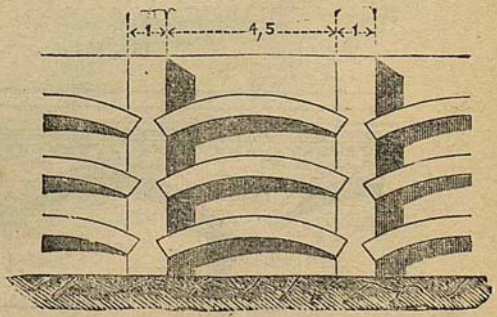


Fig. 357 *a*—357 *d*. Mur de soutènement en maçonnerie de brique (gare de Hanovre, 1880). (Les cotes sont en *m*.) Charge par cm^2 de la maçonnerie = 10 *kg*; charge sur le sol = 5 *kg* par cm^2.

Pour le calcul, il a été supposé que la charge roulante équivalait à une couche de cailloux de 2 *m* pour les voûtes et de 1 *m* pour les murs.

Fig. 357 *a*.

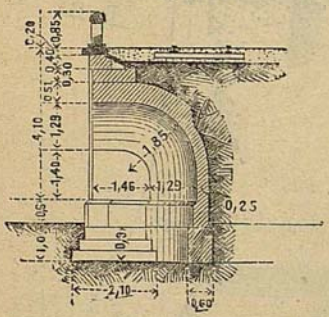


Fig. 357 *b*.

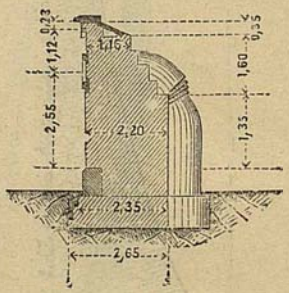


Fig. 357 *c*.

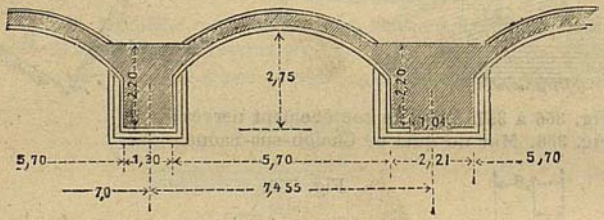


Fig. 357 *d*.

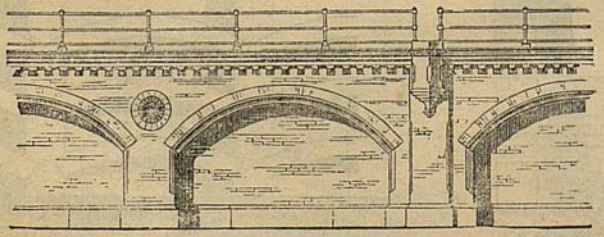


Fig. 358 *a*. Mur en pierres sèches servant de mur de soutènement. (Dans le chemin du Gothard, cette construction n'a été admise que jusqu'à $h = 6\ m$; alors $a \geq 1$ à $1{,}5\ m$; $h_0 \geq 1{,}5\ m$.) Talutage au moins 1 : 1).

Fig. 358 *a*.

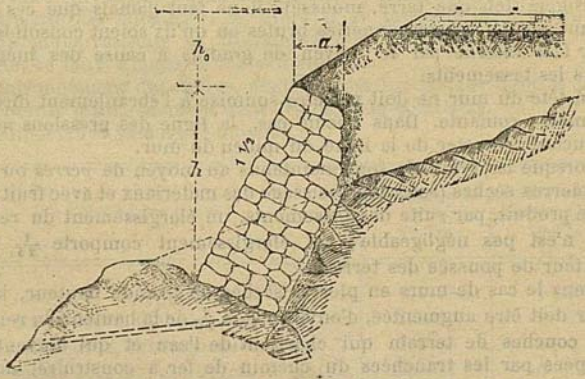
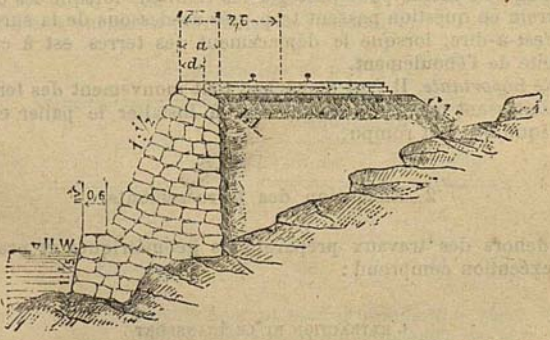


Fig. 358 *b*. Semblable au précédent. (Langelsheim-Clausthal ; $a \geq 1\ m$; $d \geq 0{,}6\ m$.)

N. B. Les murs, figures 349, 350 et 358, sont dessinés trop faibles.

Fig. 358 *b*.



Il faut toujours assurer l'écoulement de l'eau d'infiltration derrière le mur ; dans la maçonnerie brute, il est nécessaire de ménager des fentes de suintement ou d'assèchement à forte pente, et dans les

cas qui l'exigent, il faut les relier à des drains ou canaux d'écoulement à disposer derrière la maçonnerie.

Les murs en pierres sèches sont à construire avec un fruit de 1 : $\frac{3}{4}$ à 1 : $\frac{1}{3}$, dans le cas de très bons matériaux jusqu'à 1 : $\frac{1}{3}$; les interstices entre les pierres ne doivent jamais être remplis par des corps étrangers (tels que terre, mousse) ; il ne faut jamais que ces murs soient reliés à des maçonneries brutes ou qu'ils soient consolidés sur leur face interne par le moyen de gradins à cause des inégalités dans les tassements.

La tête du mur ne doit pas être soumise à l'ébranlement direct de la masse roulante. Dans aucun cas, la ligne des pressions ne doit beaucoup s'écarter de la ligne du milieu du mur.

Lorsque les remblais sont maintenus au moyen de *perrés* ou murs en pierres sèches (sans dégrossissage des matériaux et avec fruit 1 : 1), il se produit, par suite des tassements, un élargissement du remblai qui n'est pas négligeable ; cet élargissement comporte $\frac{1}{25}$ de la hauteur de poussée des terres.

Dans le cas de murs en pierres sèches de grande hauteur, la largeur doit être augmentée, d'environ $\frac{1}{50}$ à $\frac{1}{30}$ de la hauteur du remblai. Les couches de terrain qui charrient de l'eau et qui doivent être coupées par les tranchées du chemin de fer à construire, doivent être mises à sec (par fossés ou drains à pente déterminée) avant le commencement des travaux de déblais sur une largeur (à partir des bords du déblai), telle que tout danger d'éboulement soit écarté. Si le cas l'exige, l'assèchement doit être fait selon l'usage des mineurs (par galeries latérales ou par des puits comblés ensuite de pierres). Il faut agir de même pour protéger les remblais lorsque les couches de terrain en question passent trop près au-dessous de la surface du sol, c'est-à-dire, lorsque le déplacement des terres est à craindre par suite de l'éboulement.

Règle importante. Il faut empêcher tout mouvement des terres, en les assainissant avant de commencer à installer le palier et avant que l'équilibre soit rompu.

2 Exécution des terrassements.

En dehors des travaux préparatoires géométriques et pratiques, cette exécution comprend :

L'EXTRACTION ET LE TRANSPORT

L'extraction comprend en elle-même : le dégagement de la terre à enlever et son chargement sur des véhicules bas, tels que brouettes. *Le transport* comprend le déchargement. Puis viennent les travaux

d'aplanissement (nivellement) qui quelquefois sont comptés à part et enfin les travaux de revêtement et de soutènement qui le sont toujours.

Nature des terres et prix d'extraction. La classification des terres doit se faire suivant les outils employés à l'extraction, mais il ne faut pas faire trop de catégories, car alors il se présente inévitablement des cas embarrassants et discutables ; la classification peut, par exemple, se faire d'après le tableau suivant.

Le foisonnement des terres abattues est un facteur dont il faut tenir compte principalement dans les terrains compacts.

Il comporte les valeurs ci-dessous.

Nature des terres	Foisonnement initial en °/₀	Foisonnement permanent en °/₀
Sable	10—20	1—2
Terres limoneuses, etc	20—25	2—4
Marnes siliceuses, bitumineuses, etc	25—30	4—6
Argile solide	30—35	6—7
Roches	35—50	8—15

Sautage à la poudre (v. *Handbuch d. Ing. W.*, vol. I, chap. VIII). La profondeur du trou de mine p est prise proportionnelle au carré du diamètre d du trou. La grandeur de la charge est à peu près proportionnelle à p^2 (car la résistance croît à peu près proportionnellement à la surface d'adhérence de l'entonnoir).

Valeurs usuelles de p et d :

p en *cm*	d moyen en *mm*	
	Poudre	Dynamite
30—50	30	23
50—80	40	30
80—120	55	40

Les trous forés à la machine sont plus profonds que ceux forés à la main ; s'ils sont obtenus par la rotation d'un outil, on leur donne un plus grand diamètre que lorsqu'ils sont obtenus par percussion.

Ce n'est que par des essais successifs que l'on arrive au rapport le plus économique entre le volume de la masse dégagée, le temps employé à faire le trou et le coût de la charge.

Tableau relatif à l'extraction des terres.

Classe.	Nature des terres.	Outils ou appareils d'extraction.	Nombre d'heures de travail par m^3.	Coût en centimes par m^3			
				pour travail *)	pour outils.	pour matières explosib.	Total **).
I.	*Terre franche et légère.* Sable, terre végétale, etc.	Pelles rondes et carrées.	0,5—1	12—25	—	—	19—31
II.	*Terre franche lourde,* c'est-à-dire fin gravier, argile sablonneuse, argile légère, etc.	Id , et de plus : coins en bois ou en fer et maillets.	1—1,6	25—40	6	—	31—50
III.	*Argile lourde,* gravier grossier. Terres graveleuses. galets détachés.	Hoyaux avec coins et maillets.	1,6—2,4	40—60	7,5	—	50—75
IV.	*Conglomérats;* galets agglomérés. Grès tendre, schistes en petits fragments, pierre à chaux crevassée.	Pics à roc et pinces. Pioches et hoyaux en coins.	2,4—4	60—100	10—12,5	—	75—125
(Ev IV_b)			(3,2—4)	(80—100)	(12,5)		(100—125)
V.	*Roches tendres.* Ardoises, carbonates de chaux, grès durs, conglomérats, etc.	Outils de forage, matières explosibles et pinces.	3,5—6	80—150	12,5—19	19—37	125—213
VI.	*Roches dures.* Granite, gneiss, syénite, quartz en roche, kératite, porphyre, mélaphyre, diabase, diorite. Grauwacke compacte, etc.	Id., et de plus : coins, marteaux, et dans certains cas, perforatrices.	6—8	150—200	19—25	37—63	213—313

OBSERVATIONS.

Si les terrains de I à III contiennent de l'eau, le prix de revient du m^3 est augmenté de 19 à 25 cent.

La catégorie IV_b correspond aux roches sans travail à la mine.

N. B. Ce tableau suppose que les terrassiers sont payés 25 cent. l'heure. Dans les contrées où ce n'est pas le cas, les nombres des différentes colonnes sont à modifier.

*) Y compris le chargement dans véhicules bas (brouettes).

**) Y compris le gain de l'entrepreneur.

Travail journalier de forage à main à deux hommes pour $d =$ 25 *mm* :

env. 6—6,5 *m* cour. de trou dans le grès, etc.,
2—3 » » » dans le carbonate de chaux résistant, etc.,
1,75—2,5 » » dans le granite, etc.

TRANSPORT DES TERRES

Modes de transport et frais de transport. Dénomination des modes de transport usuels :

I. Brouettes sur voies de roulage en bois ou en fer.

II. Charrettes à bras (2 roues) sur voies en bois ou en fer.

III. Tombereaux (2 roues) traînés par chevaux sur chemins en madriers.

IV. Roulement sur voies ferrées provisoires (largeur de la voie de 0,6 jusqu'à largeur correspondant aux voies normales ; le plus souvent 0.9 à 1 *m*) ; wagons à 4 roues mus par :

IV *a* hommes.

IV *b* chevaux.

IV *c* la vapeur (Petites locomotives à tender de 20 à 120 chevaux).

Le tableau, pages 644 et 645, contient toutes les données désirables.

Éclaircissements :

Choix du mode de transport :

Le commencement de chaque travail de terrassement se fait à la brouette (*I*) ; peu après, on détermine celui des modes de transport dont on fera usage pour la masse restante des terres que comporte le travail considéré. C'est pourquoi il faut, lors de la répartition des masses, adopter un mode de transport déterminé pour chacun des travaux de terrassement, afin de pouvoir calculer le prix de revient correspondant. L'adoption du mode de transport peut être faite à l'aide de la zone horizontale 8 du tableau p. 644, qui suppose connues les valeurs approximatives des masses et des distances de transport.

Ces deux éléments se trouvent immédiatement au moyen du profil des masses (sous forme de longueurs horizontales et verticales, v. p. 629). — Les profils en long ou en travers donnent les élévations d'après les chemins supposés que doivent parcourir les centres de gravité ; dans les transports longitudinaux, les longueurs des chemins sont représentées par les distances suivant la plate-forme, entre les verticales passant par les centres de gravité. Les transports de petites masses à de grandes distances reviennent toujours plus cher que ne l'indiquent les formules du tableau ; c'est pourquoi il faut les éviter.

Calcul des frais de transport. Après décision du mode de répartition des masses, et après choix du mode de transport, la zone 8 donne le prix de revient du transport, quelle que soit la grandeur

		I Brouettes.	II Charrettes à bras.
1	*a*) Nombre de charges par m^3 de terre naturelle, en moyenne	15	3
	b) Nombre de charges par m^3 de roches naturelles, en moyenne	17—18	3,5—4
2	*a*) Nombre de véhicules et effectif... ...	15—20 brouettes avec autant d'hommes	Chaque charrette prise isolément exige deux hommes. Chaque charrette exige 3 ouvriers.
	b) id. lorsque le chemin de transport est incliné	Id.	
3	*a*) Distance de transport en m	10—300 N. B. Au-dessous de 25 m, on compte 25 m	80—600
	b) Limites convenables, en général.....	$\leqq$ 80—100	$\leqq$ 300
4	*a*) Pente possible maxima s_{max}	$^1/_{10}$ à ($^1/_7$)	$^1/_{17}$ ($6^0/_{00}$)
	b) Pente maxima n'entraînant pas de renchérissement $s_0 = \frac{1}{n_0}$	$^1/_{12}$	$^1/_{17}$
5	*a*) Longueur de transport la plus convenable par m d'élévation $n_1 = \frac{1}{s_1}$	18	20
	b) Longueur de transport la plus convenable par m d'abaissement $n_2 = \frac{1}{s_2}$ ..	25	33
6	*a*) Longueur supplémentaire par m. d'élevation $\frac{\triangle}{h} = \alpha + \beta s$ (en m)	α { 13 pour élévation 9 pour abaissem. }	
	b) Longueur supplémentaire par m. d'abaissement $\frac{\triangle}{h} = -\alpha + \beta s$ (en m)..	β { 325 pour élévation 106 pour abaissem. }	350
	N. B. Les suppléments negatifs (c'est-à-dire les		
7	*a*) coef. de résist. = pente d'équilib. w =	$^1/_{20}$—$^1/_{15}$	$^1/_{25}$—$^1/_{20}$
	b) Charge convenable sur voie horizontale Q_0 en kg, environ.....	60—84	5 40
	c) Rapport convenable des poids $\frac{\text{caisse}}{\text{charge}} = \frac{G}{Q}$ en moyenne.....	$^1/_2$	$^1/_2$
	d) Vitesse moyenne de l'aller et du retour, en m par min	50—70	75—90
	Prix de transport en cent. par m^3 (frais de materiel compris)		
8	Transport horizontal en centimes k =	$7{,}5 + 28t$	$17{,}5 + 10{,}5t$
	et k ne doit pas être inférieur à : Cent.	15	20
	a) Surtaxe pour élévation de hm suivant pente déterminée s ; h mesurée sur plate-forme, s en $^0/_{00}$ } en cent z =	$3{,}8h + 0{,}09s$	$2{,}5h + 0{,}4s$
	b) Dans transports courts (en travers), si $l <$ { $n_1 h_0$ / $n_0 h_0$ } mais si l'on a le choix de la pente		
9	1. Elév. du centre de gravité. { dist. de transp $l = n_1 h_0$ = + surtaxe z p h_0 suiv. s_1	$18h_0$	$20h_0$
	Ou bien le tout réduit en longueur de transp. horizon. $l_0 = (a + 2\sqrt{b})\, h_0$ =..	$50h_0$	$60h_0$
	2. Abaissement du centre de gravité. { $l = n_0 h_0$ = sans surtaxe.	$12h_0$	$17h_0$

Rem. Les coef. des formules du prix de transp. de la zone 8 corresp. env. aux données de (*Unterbau*, III). Les différents nombres renfermés dans ce tableau varient naturellement avec :

III	IVa	IVb	IVc
Tombereaux pour chevaux.	Wagons sur voie ferrée		
	Hommes	chevaux.	Locomotives.
2	Contenance des wagons dans le cas de voie étroite 0,5—2,5 m^3.		
2,5	»	»	voie normale 2,5—4,5 m^3.
2 (à 4) tomb. par chev. aussi de 4-6 par 2 ch. jusqu'à 1 tomb. par ch.	1-2 hommes par wag. 2-3 hommes par wag.	4-6 wag. de 1,5 m^3 par cheval. 3-1 w. par ch.; évent. 1 w. de $2^1/_4$—$1^1/_5$ m^3 par cheval.	10-36 wag. pour 1 locomotive-tender. Moins suivant la pente
300—1500	80—1000 $M \geqq 10000\ m^3$	300—2000 $M \geqq 20000\ m^3$	Déjà à partir de 500 m lorsque $M > 5000\ m^3$; et pour de grandes distances moyennes.
convenable pour petites masses seulement	$\leqq 500$	300—1500	
— $^1/_{17}$ (60 °/₀₀)	$^1/_{33}$—$^1/_{28}$ 30—40°/₀₀)	$^1/_{40}$—$^1/_{32}$ 25—30° (₀₀)	
$^1/_{20}$	$^1/_{50}$—$^1/_{60}$	$^1/_{50}$—$^1/_{60}$	
25	60—80	60—80	dépendant de la construction des locomotives s_{max} jusqu'à $^1/_{20}$.
40	100—120	100—120	
25	80	71	
520	3870	3560	

déductions) ne sont en général pas comptés.

$^1/_{35}$—$^1/_{28}$	Pour IVa, b, c en moyenne $^1/_{120}$; cependant très variable avec le genre de la voie.		
	1500	3100	—
	$^1/_3$	$^1/_3$	—
70—75	60—70	75—90	—

$=$ distance de transport en hectomètres ; $M =$ cube à enlever en m^3.

$32{,}5 + 6{,}3t$	$12 + \left(3{,}1 + \frac{6{\cdot}2500}{M}\right)t$	$21 + \left(1{,}3 + \frac{75000}{M}\right)t$	$25 + \left(0{,}6 + \frac{95000}{M}\right)t$
45	32	38	38

$1{,}3h + 6{,}3s$	$3{,}2h + 0{,}32s$	$1{,}3h + 0{,}75s$	$0{,}32h + 0{,}95s$

par la faculté de faire un détour ; il faut prendre : (h_0 étant l'élév. du centre de gravité.)

$25h_0$	$60h_0$—$80h_0$	$60h_0$—$80h_0$	
$70h_0$	$200h_0$	$200h_0$	dépendant de la construction des locomotives.
$20h_0$	$50h_0$—$60h_0$	$50h_0$—$60h_0$	

Gust. Meyer (*Handbuch*, etc.) ; les coef. des zones $'6$, 9_1 et 9_2 ont été établis pas Winkler les temps et les pays (en Allemagne on peut les considérer comme des valeurs moyennes).

des travaux, sur une voie supposée horizontale ; l'augmentation de prix ou surtaxe entraînée par la pente, est contenue dans la zone 9*a*, tous les frais étant calculés pour la longueur du chemin parcouru par le centre de gravité, suivant la plate-forme. Il faut tenir compte de 9*b* aussitôt que la distance entre les centres de gravité est plus petite que la longueur de transport la plus convenable n_1 h_0 (resp. n_0 h_0), et qu'en même temps la voie de transport peut être allongée par un détour, ce qui est presque toujours le cas dans les transports transversaux.

Transformation graphique des formules donnant le prix de revient, pour en faciliter l'application.

Lorsqu'on a à faire choix d'un mode de transport, on peut calculer le prix de revient par chacun des modes de transport au moyen de la zone 8 ; ou, ce qui est bien plus simple, on peut, une fois pour toutes, représenter graphiquement sur papier quadrillé l'expression du prix de revient de chacun des modes de transport, ce qui donne autant de droites que d'expressions.

Il est à remarquer qu'il n'est nécessaire de calculer la valeur de chacune des expressions que pour deux valeurs de t ; par exemple, $t = 0$ et $t = 20$ (2 000 *m*). Les points d'intersection des droites ainsi obtenues montrent d'une manière parlante les limites de transport entre lesquelles un mode est plus économique que les autres. L'échelle des longueurs doit être la même que celle du profil longitudinal, pour les ordonnées, on peut prendre 1 *mm* = 1 centime.

Les *tableaux généraux* dans lesquels il n'est pas tenu compte du mode de transport sont très différents les uns des autres. Il faut toujours prendre garde si les prix de revient indiqués dans ces tableaux comprennent ou ne comprennent pas les frais d'outillage.

Dans ce dernier cas, il faut, pour tenir compte de ces frais, ajouter 10 à 15 % des frais de transport et suivant les circonstances, des frais d'extraction.

Nous donnons ci-dessous, comme exemple, un tableau général de transport d'après Gust. Meyer.

Remarque. Lorsqu'on ne tient pas compte du mode de transport dans la répartition des masses comme cela arrive encore très fréquemment, la réalité s'écarte considérablement des prévisions surtout dans le cas de terrains accidentés où la surtaxe due aux pentes a été considérée comme constante. Il est à remarquer que le procédé graphique ci-dessus mentionné n'entraîne avec lui aucune difficulté tout en tenant compte du mode de transport.

Tableau général de transport (frais d'outillage compris).

Distance de transport en *m*	Prix par m^3 en cent.	Distance de transport en *m*	Prix par m^3 en cent.	Observations
25	18	1100	85	Pour terrains pierreux, 20 % en plus.
50	23	1200	88	
75	28	1300	90	
100	32	1400	92	
150	38	1500	94	
200	43	1600	96	Dans les rampes, il faut ajouter par *m* d'élévation :
250	48	1700	98	jusqu'à distance
300	52	1800	99	de 100 *m* 4 cent.
350	55	1900	100	de 100 à 500 *m* 2,5 »
400	58	2000	101	de 500 à 1500 *m* 1,3 »
450	61	2500	107	au-dessus de 1500 *m* 0,7 »
500	63	3000	113	
600	67	3500	119	
700	71	4000	125	
800	75	4500	131	
900	79	5000	137	
1000	82			

II. CLOTURES, PROTECTION CONTRE LA NEIGE, PASSAGES A NIVEAU

1. Clôtures.

On doit disposer des clôtures partout où la surveillance fait défaut pour empêcher hommes ou bêtes de pénétrer sur la voie.

Les clôtures sont de deux sortes : les clôtures vives et les clôtures sèches.

Les clôtures ou haies vives sont généralement en épine, aubépine, acacia et frêne.

Les clôtures sèches se composent de poteaux fichés en terre et réunis par un certain nombre de lisses.

Les haies doivent être protégées pendant leur croissance par des treillages.

* Pour éviter les incendies dans les forêts, les landes et les marécages, il est nécessaire de laisser une zone de terrain dégarnie ou de disposer cette zone de façon que toute propagation de feu soit empêchée. La largeur de cette zone dépend de considérations locales.

Le même but peut être atteint par des fossés de protection creusés à une distance convenable de la voie et constamment purgés de toute matière combustible.

2. Protection contre les envahissements de neige.

Les précautions ou dispositions à prendre sont les suivantes :
1° Éviter les faibles tranchées ; 2° disposer ces tranchées parallèlement à la direction du vent dominant ; 3° faire des talus très peu inclinés (1 : 4 — 1 : 5) ou enfin, 4° établir des remparts spéciaux tels que parapets, clôtures sèches, haies vives bien fournies, de 1 à 1,5 *m* de hauteur et éloignées de 4 à 5 fois cette hauteur de l'arête extérieure du talus des tranchées ; ces remparts sont à conduire au delà des extrémités des déblais à protéger.

* 3. Passages à niveau [1]).

* « Les passages à niveau doivent être munis de barrières solides et apparentes convenablement éloignées de la voie la plus proche.
Les passages pour piétons peuvent être pourvus de tourniquets ou d'autres fermetures, présentant une sécurité au moins égale.
Les barrières manœuvrées à distance peuvent être employées pour les endroits éloignés des postes de garde, si les routes ne sont pas bien fréquentées.
Les gardes qui desservent ces barrières doivent pouvoir les surveiller de leur poste ou les contrôler d'une autre manière.
Il est permis, mais non pas nécessaire, de placer des contre-rails aux passages à niveau.
Si l'emploi de longrines ou de rails de sûreté est jugé indispensable, on doit les placer en dehors du profil normal de libre passage.
L'angle sous lequel les passages à niveau croisent les rails ne doit pas être, en règle générale, inférieur à 30 degrés.
Les passages à niveau des chaussées doivent être à peu près en palier sur une longueur telle que les chariots soient placés presque horizontalement avant que les bêtes de trait attelées au timon n'atteignent les rails.
Le remplissage de l'entre-voie doit être fait sans bombement sensible.
Si à un passage à niveau la voie possède l'écartement normal, la rigole ménagée pour les boudins des roues doit avoir une largeur de 67 *mm* et une profondeur de 38 *mm* au moins.
Si à un passage à niveau la voie est élargie, il faut ajouter à la

[1]) Conventions techniques allemandes, traduction de M. Zollikofer.

largeur normale de la rigole, qui est fixée à 67 *mm*, autant que l'on a ajouté à l'écartement normal de la voie.

La rigole doit être ménagée de façon que les bêtes de trait ne puissent, en passant, y engager leurs sabots. »

III. SUPERSTRUCTURE OU ÉTABLISSEMENT DE LA VOIE

a. Position de la voie.

1. POSITION DES RAILS EN PLAN

Élargissement de la voie dans les courbes.

Soient :

l la distance entre essieux (la plus grande qui existe dans le tronçon considéré),

ρ le rayon extérieur des roues des wagons, en *m*,

t la plus grande hauteur du boudin, en *m* (= au max 35 *mm* dans les chemins de fer de premier ordre)

$l_1 = l + 2\sqrt{2\rho t}$,

R le rayon de la courbe, en *m*,

ε la quantité, en *m*, dont l'axe du milieu des véhicules à trois axes, peut se déplacer.

Pour toutes les largeurs de voie, en supposant que le jeu en alignement droit ($\geqq$ 10 *mm* pour chemins principaux *R. p. C* § 36) est conservé dans les courbes, la surlargeur ou élargissement doit au moins comporter

$$e = \frac{l_1^2}{8R} - \varepsilon \text{ dans les wagons à 3 essieux.}$$

$$e = \frac{l\sqrt{2\rho t}}{R} \text{ dans les wagons à deux essieux.}$$

Pour chaque cas particulier, on peut spécialiser la valeur de e :

Par exemple dans les chemins principaux de l'Allemagne du Nord, on peut poser approximativement :

$$l = 7\,m\,; \qquad \rho = 0{,}5\,m\,; \qquad t_{\max} = 0{,}035,$$

par suite $2\sqrt{2\rho t} = 0{,}374$,

ε = environ 10 *mm* :

$$e = \frac{(7{,}374)^2}{8R} - 0{,}01,$$

ou approximativement :

$$e \text{ (en } mm) = \frac{7000}{R} - 10.$$

De cette formule on déduit le tableau suivant :

R m	e m	e arrondi	Observations.
180	29	30	(*RpC* § 5 donne 30 *mm* comme le max. dans les chemins principaux.)
200	25	25	
250	18	18	Dans les chemins de fer à vitesse très grande et à wagons très longs, ces valeurs doivent être un peu augmentées.
300	13	13	
350	10	9	
400	8		Par ex. dans le chemin Cologne-Minden, pour $R =$ 250 *m* $e = 19$ *mm*
450	5	5	300—350 *m* $e = 13$ *mm*
500	4		400—500 *m* $e = 10$ *mm*
550	2	2	500—600 *m* $e = 3$ *mm*
600	1,5		
700	0	0	

Dans les chemins secondaires et dans ceux à voie étroite, on se sert aussi des formules ci-dessus, mais, en général, dans ces chemins on ne compte que sur des wagons à deux axes.

Dans les chemins de fer secondaires à voie normale, on a :

$$e = \frac{6000}{R} - 10 \text{ lorsque } R_{\min} = 150\ m \text{ et}$$

$$e = \frac{4500}{R} - 10 \text{ lorsque } R_{\min} = 100\ m.$$

L'élargissement de la voie se fait en écartant le rail intérieur.

Le rayon le plus petit possible (en conservant le jeu de l'alignement droit) pour une distance entre essieux déterminée, et la distance entre essieux encore possible pour un rayon déterminé, se trouvent en résolvant les formules ci-dessus resp. par rapport à R et à l et en remplaçant dans ces expressions la surlargeur e par sa plus grande valeur admissible (v. plus haut).

N. B. Les formules donnant l'élargissement de la voie sous la forme $k\ (r_0 — r)$ ne sont pas rationnelles.

2. POSITION DES RAILS EN ÉLÉVATION

*) « Les rails doivent être inclinés vers l'intérieur de la voie. Cette inclinaison doit être au moins de 1/20 de leur hauteur.

En ligne droite, les surfaces de roulement des deux rails d'une voie doivent être à la même hauteur.

En tenant compte de la plus grande vitesse des trains pour laquelle la ligne en question est concédée, le rail extérieur doit être surélevé dans les courbes de sorte que les rebords intérieurs des rails soient attaqués le moins possible par les boudins des roues. »

(C. T.) Trad. de *Zollikofer*.

« Si une ligne droite de moins de 40 *m* de longueur est intercalée entre deux courbes attenantes tournées dans le même sens, le surhaussement doit s'étendre également sur cette ligne droite. »

Soient :

h la surélévation ou le dévers, en *mm*,

L la largeur de la voie *entre axes des rails*, en *m*,

R le rayon de la courbe, en *m*,

V la vitesse maxima du train sur le parcours considéré, en *km* à l'heure ; théoriquement, on a :

$$h = \frac{LV^2}{127} \cdot \frac{1000}{R} = \frac{1000k}{R}.$$

On prend :

$k = 35$ à 45 dans les lignes à trains rapides, et à faibles courbes,

$k = 30$ dans les lignes de premier ordre sans train express, et à fortes courbes,

$k = 25$—20 dans les chemins secondaires à voie normale,

$k = 15$ dans les parcours avec courbes au-dessous de 150 *m* de rayon.

D'après cela, on a le tableau suivant :

Surélévation ou dévers pour voies normales

$k =$	45	40	35	30	25	20	15
R m	*h mm*	*h mm*	*h mm*	*h mm*	*h mm*	*h mm*	*h mm*
100	—	—	—	—	—	—	150
150	—	—	—	—	167	133	
180	—	—	—	167	139	111	
200	—	—	—	150	125	100	
200	—	—	140	120	100	80	
300	150	133	117	100	83	67	
400	113	100	88	75	63	50	
500	90	80	70	60	50	40	
600	75	67	58	50	42	33	
700	64	57	50	43	36	29	
800	56	50	44	38	31	25	
800	50	44	39	33	28	22	
1000	45	40	35	30	25	20	
1200	38	34	29	25			
1500	30	27	23	20	N. B. Il n'est pas recommandable de prendre $h > 167$ *mm*.		
2000	23	20	18	15			
3000	12	13	12	10			
4000	11	10	—	—			

Dans les courbes avec rayons supérieurs à 2000—3000 *m*, on a coutume de ne pas déverser la voie.

Il faut diminuer la surélévation où il y a ralentissement de vitesse

pour tous les trains, comme dans les courbes d'entrée dans les gares de tête de ligne.

Dans les chemins de fer à voies étroites, on prend pour k des valeurs bien supérieures à celles données par la formule théorique.

Pour une vitesse maxima de 15 km, on prend environ :

$k = 5$ pour largeur de voie de 1 m.

$k = 3{,}75$ pour largeur de voie de 0,75 m.

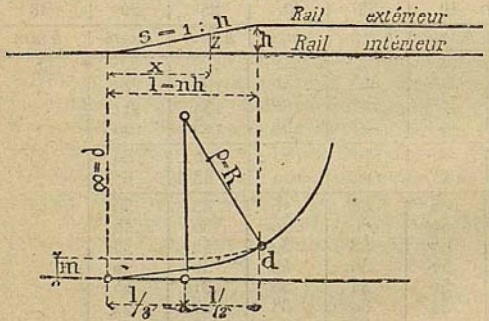
3. COURBES DE TRANSITION OU DE RACCORDEMENT

La surélévation doit se faire progressivement, de telle sorte qu'en chaque point, le rayon de courbure instantané ρ et le dévers z soient reliés entre eux par la même loi que celle existant entre R et h. Si, comme l'indique notre figure, la courbe de transition est une droite en élévation, elle sera en plan une parabole cubique ayant pour équation

$$y = \frac{x^3}{6P} \text{ *)}.$$

Pour la construction de la courbe de transition, il faut diminuer le rayon de la courbe d'une certaine quantité m. La parabole de raccordement divise m en deux parties égales au point où commencerait la circonférence de cercle $\rho = R$ (fig 359) si la courbe de transition n'existait pas ; la projection de cette dernière courbe est elle-même divisée en deux parties égales par la projection même du point.

Fig. 359.



Soient :

$1 : n$ la surélévation (ou pente) par m du rail extérieur par rapport au rail intérieur.

$l = nh$, la longueur totale de la projection de la courbe de raccordement.

---

*) Cette équation s'obtient en remplaçant dans l'équation de condition $z = \frac{k}{\rho}$, z par $\frac{x}{n}$ et ρ par la valeur approchée $\rho = \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}}$. — $(P = nk)$

d l'ordonnée finale de cette courbe, en mm, alors,
$P = nk$ ou $= lR$ (si h et R sont exprimés avec la même unité).

$$m = \frac{l^2}{24R}; \qquad d = 4\,m.$$

Les ordonnées intermédiaires peuvent être calculées à l'aide de la relation :

$$y = \frac{d}{l^3}\,x^3,$$

p. ex. $x = \frac{1}{4}\,l$ . . . . . $\frac{3}{4}\,l$,

$$y = \frac{d}{4^3} = \frac{d}{64}; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad d\left(\frac{3}{4}\right)^2 = \frac{27}{64}\,d, \text{ etc.}$$

** La surélévation relative du rail extérieur doit être répartie sur une longueur égale à au moins 200 fois cette surélévation (*C. T* § 17).

Dans les chemins principaux, $n \geqq 200$; dans les chemins de fer à grande vitesse et à courbes douces, cette valeur de n doit être augmentée.

On peut prendre :

$n = 200$ pour $k \leqq 30$,
$n = 300$ » $k = 40$,
$n > 300$ » $k = 45$.

Dans les rayons supérieurs à 600 m, on fait $P = 20\,R$, c'est-à-dire, l demeure constante et égale à 20 m, tandis que n varie avec le rayon.

D'après cela, on a le tableau suivant :

k	n	$P = nk$	R	$h = \frac{k}{R}$	m	l
			m	mm	mm	m
15	200	3000	100	150	375	30
20	200	4000	150	133	203	27
20	200	4000	180	111	113	22
20	200	4000	200	100	83	20
20	200	4000	250	80	43	16
20	200	4000	300	67	2	13
30	200	6000	180	167	253	33
30	200	6000	200	150	187	30
30	200	6000	250	120	96	24
30	200	6000	300	100	55	20
30	200	6000	350	86	35	17
30	200	6000	400	75	24	15
30	200	6000	500	60	12	12

k	n	$P=nk$	R	$h=\frac{k}{R}$	m	l
40	300	12000	300	133	223	40
40	300	12000	350	114	138	34
40	300	12000	400	100	94	30
40	300	12000	500	80	48	24
40	300	12000	600	67	28	20
40	300	12000	700	57	17	17
40	300	12000	800	50	12	15
40	300	12000	900	45	8	13
40	300	12000	1000	40	6	12
45	(312	14000	600	75	38	23,4
45	312	14000	700	64	24	20
45	356	16000	800	56	21	20
45	445	20000	1000	45	17	20
45	889	40000	2000	23	8	20
45	1335)	60000	3000	15	6	20

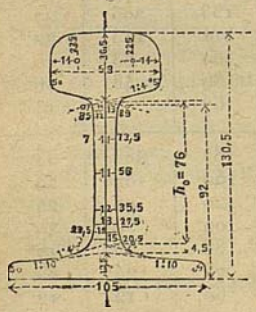
b. Construction de la voie.

1. RAILS

Matériaux. Dans les lignes actuelles, on tend à substituer l'acier au fer laminé.

L'emploi de l'acier est à recommander dans toutes les lignes à grand trafic.

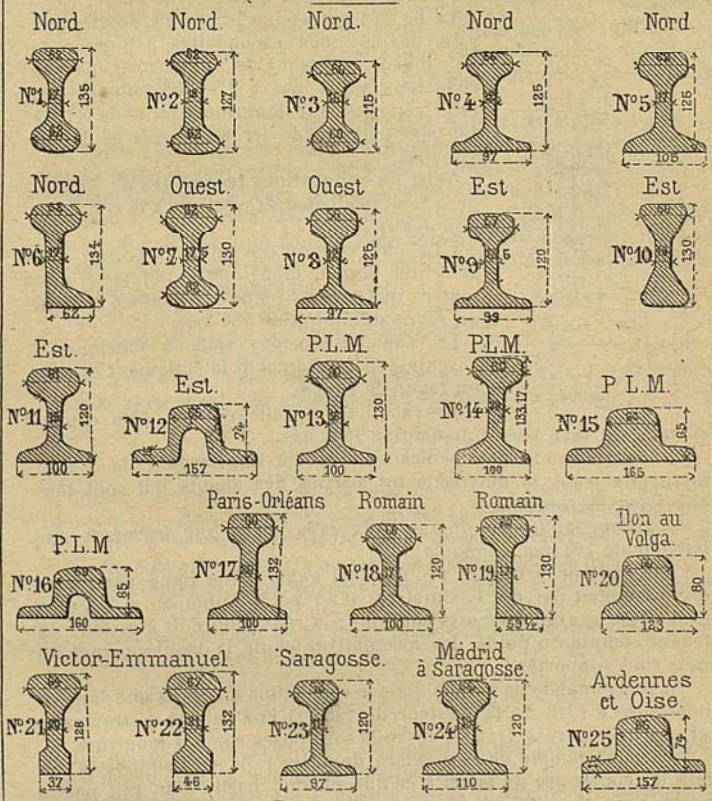
Fig. 360.



Forme. Nous donnons page 655 les sections des rails de quelques chemins français et étrangers.

La préférence est à donner au rail à patin (rail Vignolles). Les rails à section symétrique sont beaucoup employés en Angleterre, mais, en général, ils sont peu à peu abandonnés; il est à remarquer que si on les retourne sens dessus dessous, après 6 à 7 ans d'usage, la rupture ne tarde pas à se produire. La figure 360 représente le profil normal 1880 pour les rails en acier posés sur traverses, des chemins de l'Etat prussien. Poids du mètre = 32,7 *kg* pour une hauteur de 130,5 *mm*.

PROFILS DE RAILS

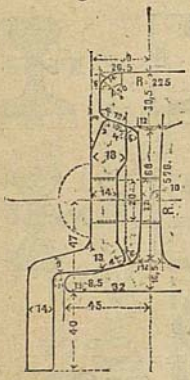


Numéros	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Poids du mètre	37k000	37k000	30k000	30k500	37k400	38k350	38k750	30k000	30k000	38k000	36k000	38k000	37k000	
Numéros	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25		
Poids du mètre.	41k800	40k200	34k000	40k200	36k200	34k300	45k000	34k000	38k000	28k200	37k000	48k000		

A. UDISE & COURTIER, PARIS.

La hauteur du rail ne doit pas descendre par suite de l'usure au-dessous de 120 *mm*. Dans les parcours à convois particulièrement lourds, la hauteur initiale du rail peut être portée à 133 *mm*.

Fig. 361.



La fig. 361 représente le profil à donner aux rails des chemins secondaires à largeur de voie normale lorsque la charge maxima par roue ne dépasse pas 5 *t*. — La hauteur des rails reposant sur longrines varie de 110 à 130 *mm* (chemin de fer de la ville de Berlin 125 *mm*).

Voici les conventions techniques de l'union des chemins allemands relatives à la construction des rails :

« Le champignon des rails (Vignolles) doit avoir une largeur de 57 *mm* au moins ; il présentera une surface plane ou bombée suivant un rayon minimum de 200 *mm*.

Le champignon des rails à fabriquer à l'avenir doit être arrondi latéralement suivant un rayon de 14 *mm*.

Les abouts des rails doivent être coupés suivant un plan perpendiculaire à leur axe.

On recommande de chanfreiner jusqu'à une largeur de 2 *mm*, mesurés suivant la diagonale les parties des abouts qui sont touchées par les roues.

On recommande de donner aux rails posés sur traverses une hauteur de 125 *mm* au moins.

Cette hauteur peut être réduite, s'il s'agit d'une ligne parcourue ordinairement par des locomotives d'un poids faible ou si les rails sont posés sur des supports continus ; la réduction doit être faite en tenant compte du poids des locomotives et de la manière dont les rails sont supportés.

On recommande de ne pas donner aux patins des rails une largeur inférieure à 8/10 de la hauteur du rail, si l'on se sert de traverses, et pas inférieure à 7/10, si les rails sont posés sur des longrines.

En tenant compte de la manière dont les rails sont supportés, on doit les construire de façon à ce que chaque partie d'un rail puisse porter avec sécurité une charge roulante de 7 *t*. au moins. »

Pour l'éclissage, la partie inférieure du champignon est formée de deux plans inclinés se raccordant par congés à l'âme du rail. Inclinaison la plus convenable de ces plans 1 : 2 $\frac{1}{2}$ à 1 : 2. (Lorsque l'inclinaison de ces plans est trop faible, la moindre diminution dans la hauteur des éclisses a pour effet l'application de celles-ci sur l'âme, et par suite : mouvements relatifs et mauvais éclissage.)

D'après Winkler, la hauteur des rails en acier doit comporter :

$$h = 67\sqrt[3]{Ct}\ mm,$$

où l représente la distance entre axes de deux traverses successives en m et C la charge maxima par roue. Cette hauteur est celle que le rail doit avoir lorsqu'il a atteint son maximum d'usure ; c'est-à-dire la hauteur d'usure doit être ajoutée à la hauteur calculée. La hauteur d'usure la plus convenable est celle pour laquelle l'intérêt du capital d'installation et le coût annuel de réfection forment ensemble un minimum.

Longueur des rails. La longueur des rails varie entre 4,5 et 9 m. En France les longueurs supérieures à 6 m sont rarement employées, tandis que la convention technique allemande pose 6 m comme minimum ; les longueurs habituelles en Allemagne sont 7,5 et 9 m, et aussi 6,5 et 7 m. A côté de ces rails il en existe d'autres raccourcis de 25 à 60 *mm* que l'on emploie comme rails intérieurs dans les courbes. Le raccourcissement, en *mm*, de la file intérieure correspondant à une longueur de l m est :

$$\triangle = s\varphi = s\frac{l}{R},$$

où R représente le rayon de la courbe en m, et s la distance entre axes en *mm*. Ainsi, par exemple pour $s = 1500$, $R = 500$ m et $l = 9$ m,

$$\triangle = \frac{1500}{500}\,9 = 27\ mm\,.$$

Joints des rails. Les joints des deux files de rails d'une voie doivent être vis-à-vis les uns des autres suivant la direction perpendiculaire à la direction de la voie. Dans les courbes, les joints peuvent être alternés mais on ne le fait généralement pas.

Un jeu entre les rails consécutifs est nécessaire pour la libre dilatation.

La grandeur du jeu δ (en *mm*) pour une température de pose de t^0 C comporte par m de longueur

$$\delta = \frac{70 - t}{05} = 0{,}0118\,(70 - t)\,.$$

Le jeu désirable s'obtient par l'intercalation provisoire entre les rails de lamelles de bois ou de feuilles de tôle.

L'assemblage à éclisses solides avec au moins quatre boulons est reconnu être le meilleur système d'assemblage des joints (*C. T.*). Eclisses et rails doivent avoir même dureté car sans cela, des frottements et l'application des éclisses sur les âmes des rails peuvent se produire. — On recommande l'emploi d'éclisses-cornières ou d'éclisses à branches, par lesquelles le cheminement des rails est empêché (*C. T.*). La fig. 362 représente l'éclisse-cornière correspondant au profil normal prussien 1880. La figure 363 représente les éclisses à branches pour voie reposant sur traverses ou sur longrines Haarmann. — Longueur des éclises à 4 boulons = 450 à 600 *mm*. —

Diamètre des boulons $= 0{,}175h$; diamètre des trous $d_1 = d + 2$ *mm*, les trous dans les rails sont ovales (longueur des trous $= d_1 + \frac{\delta}{2}$ à chaque extrémité ou bien $d_1 + \delta$ à l'une des extrémités seulement).

Fig. 362

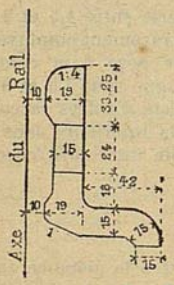
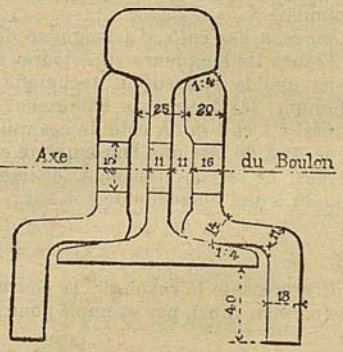


Fig. 363



On recommande si l'éclissage est solide de poser les joints en porte à faux : les deux traverses comprenant les joints doivent être à une distance telle que les éclisses arrivent encore à reposer sur elles, la distance entre traverses doit cependant être ≥ 230 à 300 *mm*, pour une longueur d'éclises de 600 *mm* elle doit être environ de 450 *mm* ; il y a une limite inférieure pour cette distance parce qu'il faut que le bourrage du sable sous les traverses puisse se faire sans difficulté.

Fig. 364.



2. SUPPORTS ET MODES DE FIXATION DES RAILS

Manière de fixer les rails. Extérieurement, les rails doivent être maintenus pour mettre obstacle à l'élargissement de la voie résultant de l'action des forces horizontales, à moins que celles-ci soient équilibrées avec sécurité par les frottements entre rails et supports ; intérieurement, la fixation des rails est nécessaire pour l'annulation des moments de renversement des mêmes forces horizontales. Celles-ci peuvent atteindre les $\frac{2}{3}$ de la valeur des pressions verticales.

Le danger de renversement étant plus grand que celui de glissement, on est conduit à attacher les rails plus solidement à l'intérieur qu'à l'extérieur ; par exemple on peut faire usage de tire-fonds intérieurement et de chevillettes extérieurement.

Dans l'établissement de la voie, il faut tenir compte du *genre de supports* à adopter. Le tableau ci-dessous donne une idée des différents supports en usage :

I. Supports isolés.	Supports en pierre ou dés (abandonnés). Chaises forme cloche en fonte avec liaisons transversales (contrées sans gelées).
II. Traverses.	A. Bois. B. Fer laminé (éventuellement acier).
III. Longrines en fer laminé (éventuel. acier).	A. Système en une partie *) (Hartwich, Barlow, etc.; abandonné). B. Système en trois (aussi en deux) parties, à tête (champignon) rapportée (syst. Scheffer, Battig de Serres, etc.; depuis l'introduction des rails en acier, ce système n'est plus guère employé). C. Système en deux parties, avec larges longrines d'une pièce (syst. Hilf avec variantes, Haarmann et autres).

A l'intérieur des rails, toutes les pièces d'attache telles que coussinets, tire-fonds, crampons etc., doivent se trouver à 38 *mm* au moins au-dessous de la surface de roulement des rails, même à l'état de la plus grande usure des rails (*C. T*).

I. *Les supports isolés* ne sont plus guère employés.

II. *Traverses.* Distance de milieu à milieu des traverses, 0,8 à 1 *m* ; en général 0,9 à 0,95 sauf pour les traverses tout près des joints lorsque ceux-ci sont en porte à faux (voir page 658). La pose des traverses se faisant suivant des jauges, il est inutile d'arrondir les cotes.

Traverses en bois. Les bois employés sont le chêne, le sapin (mélèze, pin) et le hêtre. Les bois des conifères et du hêtre ne doivent pas être employés sans être imprégnés. L'injection ou préparation des bois aux antiseptiques prolonge leur durée, à peu près des taux suivants :

Chêne	25 % ,
Conifères	100 % ,
Hêtre	4—500 % ,

Ces chiffres supposent que la destruction naturelle ne soit pas troublée par des causes perturbatrices, comme convois trop lourds, etc., nécessitant le renouvellement ou le consolidage des pièces d'attache des rails.

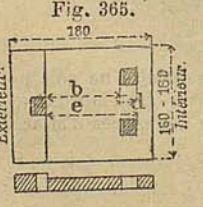
*) Rails reposant directement sur ballast.

Dimensions. Longueur 2,5 — 2,6 *m*, (rarement supérieure à 2,9 *m*), en général = $\frac{5}{8}$ de la distance entre axes des rails. Dans le cas de rails à coussinets 2,8 *m*. — Épaisseur, en général 150-160 *mm* ; dans les voies étroites cette épaisseur descend jusqu'à 120 *mm*. — Largeur, en moyenne 250 *mm* ; dans le cas de traverses demi-rondes, la longueur d'appui du rail doit être $\geq$ 120 *mm* ; les traverses de joints ont jusqu'à 300 *mm* de large. Si l'âme du rail n'est pas inclinée sur son patin, les traverses doivent être entaillées suivant des plans donnant aux rails un dévers du côté intérieur de la voie de $\frac{1}{16}$ à $\frac{1}{20}$ (v. plus haut) ; la largeur de l'entaille doit comporter les $\frac{4}{5}$ de la largeur du patin du rail. (Quelques compagnies effectuent la pose des rails sans inclinaison aucune.)

La fixation du rail sur chaque traverse se fait au moyen de 2 (rarement plus) crampons enfoncés l'un de chaque côté du rail mais non vis-à-vis, ou bien encore au moyen de tire-fonds qui doivent être dirigés normalement aux surfaces d'appui des têtes, sans quoi le mattage (si non la décapitation) ne tarde pas à se produire ; comme nous l'avons dit plus haut, les tire-fonds extérieurs sont avantageusement remplacées par des crampons lorsque le rail repose directement sur la traverse. — Les crampons ont 1,6 *h* de long et 0,16 *h* de côté dans le cas où leur section est carrée. Le diamètre des tire-fonds près de la tête $d = 0{,}17\,h$; le diamètre d'entrée = $\frac{2}{3}\,d$; longueur 5 *d* à 6 *d*, tête environ 2 *d* ; pas, $\frac{1}{3}\,d$. Les tire-fonds ont le désavantage d'attaquer le bois suivant un plus grand rayon que les crampons, l'assemblage est plus solide dans le commencement mais l'entretien est plus difficile et plus coûteux.

Selles ou *Platines*. Le mieux est d'en mettre sur chaque traverse, car elles ont l'avantage d'augmenter et la durée des traverses et la solidité de la voie, lorsqu'elles ne sont pas trop faibles et que les trous sont convenablement percés. (Dimensions convenables pour largeur de patin de rail de 100-110 *mm* : épaisseur 12-15 *mm* avec saillie de butée de 9 à 10 *mm* ; largeur = 180 ; longueur 150 à 180 *mm* pour 3 et 120 *mm* pour deux crampons ou tire-fonds). Dans le cas de trois trous, il faut en disposer deux à l'intérieur et un à l'extérieur. Extérieurement il faut un talon de butée, intérieurement un tel talon est inutile du moment que le rail n'est pas fixé par tire-fonds. — Les avantages principaux des plaques d'assise (platines), sont que les tiges de fixation intérieures (crampons, tire-fonds) entrent en action pour l'annulation des mouvements latéraux des rails et de plus, que la stabilité contre le renversement des rails est augmentée. Les trous doivent être justes au diamètre (fig. 365) ; $e = b + d$ sans jeu, où *b* représente la largeur du patin du rail et

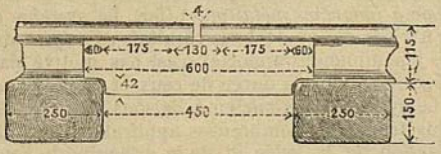
Fig. 365.



d l'épaisseur de la chevillette ou crampon. Le trou de la chevillette extérieure ne doit pas dépasser la surface de butée du talon. Des platines sur quelques traverses seulement occasionnent des inégalités dans la position et l'entretien de la voie.

Moyens d'empêcher le déplacement ou cheminement des rails dans le sens longitudinal : Dans les rails à coussinets, pour empêcher ce glissement, il faut enfoncer les coins dans le sens où les rails ont le plus de tendance à glisser afin que le mouvement de cheminement ait pour effet le serrage des coins dans les coussinets. Dans les rails à patin on peut empêcher le glissement longitudinal par le moyen de crampons disposés dans des entailles du patin, mais ce moyen n'est admissible que dans le cas de rails en fer; dans le cas de rails en acier, on doit faire usage, contre le cheminement des rails, de plaques saillantes ou mieux d'éclisses-cornières ou d'éclisses à branches ; dans les joints en porte-à-faux, le dispositif le plus efficace est de prendre les éclisses-cornières entre les pièces d'attache (crampons, tire-fonds, platines) des rails sur les traverses voisines des joints, ou bien alors de se servir d'éclisses à branches ayant pour butées ces traverses elles-mêmes (fig 366).

Fig. 366.



Traverses en fer. Dans les voies à largeur normale, la longueur de ces traverses ne doit pas être inférieure à 2,40 *m* ; dans les chemins de premier ordre, elle doit être au moins de 2,50 *m* ; largeur inférieure = 250 *mm*. Le profil Haarmann paraît très convenable pour un module de résistance = 48, un moment d'inertie de 186 et une section de 28, 19 cm^2 (cotes en *cm*).

L'inclinaison $\left(\frac{1}{20}\right)$ des rails vers l'intérieur de la voie s'obtient par le cintrage de la partie centrale des traverses suivant un rayon de 10 à 12 *m* (variable avec largeur du patin).

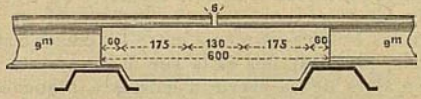
Une chose importante, c'est la fermeture des bouts des traverses ; elle peut se faire par le rivetage d'équerres en tôle ou par le repliement des extrémités des traverses convenablement fendues à cet effet. Cette fermeture est nécessaire pour empêcher les mouvements latéraux. Le bourrage des traverses doit être soigné (mais il ne doit pas être trop fort au milieu ni aux extrémités).

Les *rails sont fixés* sur traverses par boulons et plaques de serrage (préférables aux crampons et coins). On obtient dans les courbes les

surlargeurs de voie convenables en intercalant entre les plaquettes de recouvrement et la traverse, des plaques ou fourrures quadrangulaires à trous excentrés ; ce mode de fixation est préférable à celui consistant dans l'emploi de boulons excentrés à embases rectangulaires ; car par ce moyen les traverses sont trop affaiblies par les trous rectangulaires. Dans les courbes de raccordement, on fait usage de plaques intermédiaires spéciales, ou bien on dispose les traverses obliquement.

Le *cheminement des rails* est empêché comme dans le cas de traverses en bois par le moyen d'éclisses-cornières ou d'éclisses à branches ayant pour butées les boulons de fixation ou les traverses

Fig. 367.



elles-mêmes (fig. 367). On peut aussi empêcher le mouvement de glissement longitudinal par plaques saillantes (solution défectueuse) ou par cornières de butée aux joints dans le cas d'éclisses simples.

III. *Système à longrines métalliques* (fer). Le système en une partie (Hartwich) n'a pas donné de bons résultats ; l'emploi du système en trois parties (champignon rapporté) n'est pas motivé dans le cas de rails en acier, parce que la durée de ceux-ci peut atteindre celle des longrines. Le système plus ancien à liaisons fixes (Scheffer. etc.) n'a pas non plus trouvé de nombreuses applications dans la pratique, à cause de l'action de la gelée et de la difficulté de construction des courbes ; quant au système de Battig de Serres dans lequel il n'y a aucun assemblage fixe, on manque d'expériences pour se prononcer.

Système en deux parties avec longrines larges en une partie et rails à large patin. Exemple : Système Hilf ligne de la Moselle (fig. 368 *a*) ; système du chemin de fer rhénan 1878 (fig. 368 *b*) ; système Haarmann-Schwedler, chemin de fer de la ville de Berlin 1880 (fig. 369).

Fig. 368 *a*.

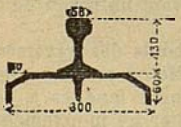


Fig. 368 *b*.

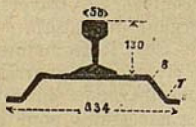
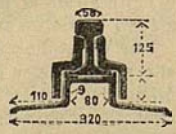


Fig. 369.



La longueur des longrines est de 40 à 100 *mm* inférieure à celle des rails ; dans les parcours rectilignes le jeu entre deux longrines consécutives peut être réduit à 10 *mm* (chemin de fer de Berlin) ; le

même jeu peut être conservé dans les courbes, lorsque la file intérieure est formée de longrines réduites de longueur. Dans les chemins de fer principaux, il est bon que la largeur d'appui des longrines ne soit pas inférieure à 300 *mm*. Les modules de résistance et les moments d'inertie du rail et de la longrine doivent être en rapport convenable (car les flèches du rail et de la longrine étant égales, les tensions maxima dans le rail et dans la longrine sont entre elles dans le rapport des distances aux axes neutres des fibres les plus éloignées de ces axes).

La *hauteur* la plus convenable des rails dépend de leur durée, c'est-à-dire de l'importance du transport (v. plus haut) ; dans les voies principales, on peut admettre environ 125 *mm* (chemin de fer de Berlin) et une usure de 10 à 12 *mm*.

Moment d'inertie du profil Hilf $J = 113$ (en *cm*) pour 300 *mm* de large ; dans le système Haarmann-Schwedler $J = 114$ (pour 320 *mm* de largeur, ville de Berlin) ; dans les nouveaux profils du chemin de fer du Rhin 1880, $J = 160$ (pour 300 *mm* de large sans nervure centrale ; rail 130 *mm* de haut).

Forme de la section des longrines. La pratique a démontré que la nervure axiale des longrines Hilf était un défaut ; le profil rhénan, de même que le profil Haarmann paraissent plus convenables par suite du meilleur éclissage des longrines ; cet éclissage et l'assemblage solide des rails les uns aux autres par éclisses-cornières ou éclisses à branches, sont reconnus comme indispensables. Par cette disposition, on peut supprimer les traverses nuisibles placées au-dessous des joints des longrines. Au lieu de ces traverses, on introduit des entretoises ne faisant pas l'office de support, mais maintenant l'écartement et l'inclinaison des rails, et sous les longrines on dispose contre le cheminement de la voie, des traverses (par ex. des fers plats fixés verticalement, des fers ⊏ sur lesquels on attache les longrines suivant inclinaison convenable par des goussets coudés spéciaux), Quelquefois, pour maintenir les rails à leur écartement et dans leur inclinaison, on fait usage de tendeurs (tiges filetées) qui ont le désavantage d'affaiblir les rails d'une façon notable ; de plus ils occasionnent facilement des dérangements de la voie (par suite de leur propre dilatation ou par les positions obliques qu'ils prennent à cause des dilatations inégales des files de rails) ; enfin, ils augmentent le danger lors des déraillements ; c'est pourquoi il ne faut pas les employer lorsqu'ils ne sont pas nécessaires.

La *fixation des rails* se fait au moyen de boulons, etc., comme dans le cas de traverses en fer, ou bien au moyen d'agrafes et vis comme dans les longrines Haarmann. Dans les courbes, les longrines genre Hilf sont percées, et les longrines Haarmann sont cintrées suivant gabarits.

Pour empêcher le glissement longitudinal des rails sur leurs supports, on dispose dans les longrines genre Hilf, les éclisses-cornières

entre les boulons d'attache, et dans le système Haarmann, les éclisses à branches entre les agrafes.

Les voies entièrement métalliques sont à recommander au point de vue technique, mais il n'est pas encore possible de dire auquel des deux systèmes, à traverses ou à longrines, il faut donner la préférence. Le système à traverses perfectionné (par exemple profil Haarmann avec plaques intermédiaires à trous excentrés) paraît durer au moins aussi longtemps que le système à longrines ; le système à traverses possède l'avantage de se prêter plus facilement aux transformations dans les gares et à l'assemblage commode des voies, car le raccourcissement des longrines demande temps et argent.

3. BALLAST

Le ballast a pour but la répartition des pressions et le maintien de la voie dans un état sec afin d'en assurer la stabilité et la bonne conservation. Le ballast doit en conséquence réunir les conditions suivantes : résistance suffisante des particules isolées contre l'écrasement ; il faut que ces particules laissent passer l'eau sans modification de leur position et de leur état relatifs ; il faut que le temps et la gelée n'aient aucune influence sur lui ; de plus, il doit être propre au bourrage, par conséquent les éléments qui le composent ne doivent être ni trop fins, ni trop gros (de la grosseur d'un pois à celui d'un œuf de poule) et, où c'est possible, il faut faire usage de ballast à éléments anguleux.

La couche inférieure doit se composer de fragments grossiers, le mieux est de prendre des moellons concassés (évent. blocage) ; les couches supérieures entre les traverses (cailloux de remplissage) et au-dessus se composent d'éléments plus fins mais cependant assez gros pour ne pas être enlevés par le vent. Il faut éloigner tout ce qui a la consistance de terre.

Epaisseur du ballast. L'épaisseur au-dessous des traverses doit être ≥ 200 *mm* (*R. p. C*) ; dans les tranchées humides et sur des roches irrégulières, il faut augmenter cette épaisseur ; dans les remblais fraîchement établis, il faut prendre initialement une épaisseur un peu plus faible. (Dans les lignes secondaires 150 *mm*, et dans les voies étroites 130 *mm* de ballast au-dessous des traverses constituent des épaisseurs suffisantes.)

Dans les chemins à longrines en fer, il est d'une importance capitale d'obtenir et de maintenir la plate-forme dans un état de sécheresse absolue ; c'est pourquoi, il faut soigner le blocage et le ballastage en ne prenant que des matériaux très perméables (gravier dragué en rivière, etc.) ; dans les tranchées humides, il faut de plus établir des canaux d'assèchement.

IV. CHANGEMENTS, CROISEMENTS ET TRAVERSÉES DE VOIES *)

a. Construction.

Aiguilles. Forme usuelle: Les aiguilles sont égales entre elles et mesurent au moins 5,5 *m* de long; l'extrémité de la partie effilée de l'aiguille s'engage sous le champignon du rail contre-aiguille à 0.30 *m* du joint; c'est-à-dire que dans le cas de joints en porte-à-faux, l'aiguille dépasse un peu l'axe de la traverse près du joint; la disposition la plus convenable consiste à placer le gros bout de l'aiguille à 0,6 *m* de l'autre joint du rail-contre-aiguille de telle sorte que le joint du gros bout soit en porte à faux entre deux traverses rapprochées et soit accessible par en bas. La longueur de l'aiguille est ainsi de 0,9 à 1 *m* inférieure à celle du contre-rail de changement.

Les aiguilles sont à construire de manière que le rail normal (rectiligne) puisse être employé partout, sans modification aucune, comme rail contre-aiguille et que le biseautage ne s'effectue que par rabotage de la partie de l'aiguille portant sur le rail, afin que la surface de laminage conservée intacte serve de surface d'appui aux boudins.

La fixation du gros bout de l'aiguille se fait par le moyen d'éclisses (quelquefois d'éclisses à ressort) ou bien au moyen d'un pivot ou encore par la combinaison de ces deux modes de fixation.

Support ou appui de l'aiguille et du rail contre-aiguille. La meilleure solution consiste à faire reposer et l'aiguille et le rail contre-aiguille sur une tôle continue (340 *mm* de large et 13 *mm* d'épaisseur) reposant à son tour sur des traverses en bois ou en fer. Les coussinets de friction doivent être fixés sur cette tôle de façon que *sans percer les rails*, il y ait un jeu pour le passage de l'eau, de la neige, des impuretés et des tringles de commande.

La longueur du biseau de l'aiguille doit être $\geqq$ 100 *mm*; en général on le prend égal à 160—170 *mm*.

A la racine de l'aiguille, l'ornière correspondant à la file courbe extérieure a une largeur $\geqq$ 54 *mm*; celle correspondant à la file intérieure est plus large d'environ 13 *mm* par suite de l'élargissement de voie exigé par la courbe; au joint en avant de l'aiguille, la voie a sa largeur normale. Il est convenable de cintrer (avant le rabotage) l'aiguille de la file courbe (extérieure). (Dans la ligne Cologne-Minden, le rayon de cintrage doit comporter 264 *m*). Le cintrage a pour résultat d'adoucir le passage sur l'aiguille en diminuant l'angle d'entrée (qui peut ne comporter alors que 0°27′); à la racine de l'aiguille l'angle de déviation étant plus grand (1° 40′ $\frac{1}{2}$), le rayon de la

*) Voies normales.

courbe de raccordement qui fait suite à l'aiguille est lui-même plus grand.

Il faut des tiges de commande et des leviers de manœuvre à contrepoids afin que l'application de l'aiguille contre le contre-rail se fasse avec plus de sécurité. Habituellement le contrepoids peut tourner avec le levier de manœuvre, parfois il est rendu fixe. Dans les changements d'entrée en gares et dans tous les changements importants, il est nécessaire que les aiguilles soient reliées par procédés mécaniques à des disques (ou lanternes) à une certaine distance des aiguilles ou disposés sur le levier de manœuvre lui-même.

La centralisation de la commande des aiguilles se fait par tringles et leviers coudés sans signaux, soit pour la commodité soit pour assurer le passage des convois sur les aiguilles; ou bien on peut relier le système du mouvement des aiguilles avec un système central de signaux (par exemple syst. Saxby-Farmer et variantes, Ruppell, etc.) ou enfin on relie le système de fermeture des aiguilles avec le système des signaux (syst. Siemens-Halske, etc.), afin de pouvoir d'un poste choisi se rendre compte de la position et de la manœuvre des aiguilles.

Les cœurs des croisements s'exécutent en acier coulé ou en fonte durcie; en général lorsqu'ils sont en acier on les construit de manière à pouvoir les retourner sens dessus dessous.

La pointe doit s'élever progressivement; les contre-rails recourbés doivent être placés dans une position oblique correspondant à celle du bandage des roues et ils doivent un peu relever en s'approchant de la pointe; il faut éviter que les boudins portent sur la nervure horizontale du cœur. La jonction des rails avec le cœur se fait extérieurement avec éclisses et intérieurement avec pièce cunéiforme venue de fonte avec le cœur, ou avec pièce rapportée. — La rigole ou ornière pour le passage des boudins a une largeur de 49 à 65 *mm* à l'endroit du coude des contre-rails et de 49 *mm* à l'endroit de la pointe; à l'extrémité seulement du cœur la dite largeur augmente par suite de l'arrondi du contre-rail.

Il faut avoir soin de placer des contre-rails vis-à-vis de la pointe de cœur (du sommet du coude à la pointe) le long des rails extérieurs, pour suppléer au manque complet de guidage d'un des boudins de roue par le guidage du boudin d'en face; les wagons sont alors maintenus sur voie par la partie intérieure des boudins des roues extérieures butant sur le flanc du contre-rail. C'est pourquoi, le jeu entre ce contre-rail et le rail extérieur doit être réduit le plus possible (41—49 *mm*); il faut par conséquent attacher de l'importance à la distance d de la pointe du cœur à la surface travaillante du contre-rail; si l représente la largeur de la voie dans œuvre (en *mm*) on a : $d = l - 41$; pour $l = 1450$, $d = 1409$ pour; $l = 1435$ d, $= 1394$ *mm*; on peut admettre une diminution de cette cote par l'usure, de 3 *mm*.

Un décret ministériel prussien du 18 avril 1874 fixe la distance

susmentionnée à 1391 *mm* ($l = 1435$) dans voies droites et à 1394 *mm* dans voies courbes avec usures maxima respectives de 2 et 3 *mm*; par conséquent en alignement droit la largeur de l'ornière est de 44 *mm*, au maximum 46 *mm*, et dans les courbes 41, au maximun 44 *mm*. Ces cotes subsistent sur une longueur de 1 *m*; le contre-rail est prolongé au delà de la partie guidante jusqu'à une largeur d'ornière de 52 *mm* et il se termine à chaque extrémité par une partie effilée d'environ 0,25 *m* de long; la longueur totale du contre-rail comporte 3,5 à 3,7 *m*.

Il est bon que le contre-rail soit un peu surélevé (au max. de 50 *mm*) par rapport au rail de roulement; rail et contre-rail sont fixés l'un à l'autre au moyen de tasseaux et entretoises.

Pour une *traversée de voie*, il faut deux cœurs de croisement et deux pièces de coupement. Dans les traversées à angle droit seulement, les quatre pièces sont semblables. Dans les traversées importantes où l'angle des rails entre eux est le même (ou à peu près) que dans les croisements, les cœurs et contre-rails sont identiques à ceux dont nous avons parlé dans les changements.

Les pièces de coupement se composent de deux bouts de rail et d'un contre-rail intérieur indépendant, qui dans les angles aigus (au-dessous de 16°), ne remplace le guidage manquant que d'une façon incomplète, car sur un certain parcours du coupement les roues ne sont pas du tout guidées (par exemple, pour un angle de croisement ayant $\frac{1}{10}$ pour tangente, la partie non guidée mesure 0,50 *m*). Ici aussi il est bon de surélever le contre-rail de 50 *mm* par rapport au rail de roulement. Les matériaux à employer sont les mêmes que pour les cœurs; dans le cas de fonte durcie, on peut fondre en une pièce la pièce de coupement et le contre-rail.

Changements-croisés (changements dits anglais). Ces changements, sans modification des cœurs et des pièces de croisement, exigent à l'endroit de la pointe de l'aiguille un espace intérieur suffisant entre les rails concourants (dans les changements croisés des deux côtés, cet espace doit comporter 400 *mm*; dans les changements croisés d'un seul côté, il faut 200 *mm*). De là, on peut déterminer la distance entre la pointe de l'aiguille et la pointe de cœur théorique (pour $\frac{1}{10}$, elle comporte environ 4 *m*, c'est-à-dire environ 3,7 *m* jusqu'au commencement du croisement ou jusqu'au joint; dans les changements d'un seul côté, les mêmes cotes sont généralement conservées). Le mécanisme des aiguilles doit être le même que dans les changements normaux afin d'éviter les nouveaux modèles. — Pour la manœuvre de l'aiguille, on dispose le plus souvent un levier au milieu de la longueur du changement ou deux leviers à ses extrémités.

b. Dispositions géométriques des changements de voies.

Le *changement normal* comporte une voie rectiligne de laquelle se détache un embranchement.

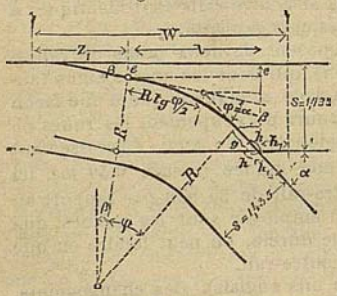
Les quantités entrant en considération sont :

1° L'angle de changement adopté α (par exemple arc $tg \frac{1}{10}$).

2° L'angle de déviation β qui est déjà atteint à la racine de l'aiguille (dans les aiguilles cintrées il est facile d'obtenir $\beta = 1° 40' \frac{1}{2}$). Par conséquent, l'angle de déviation qu'il reste à vaincre du cœur à l'origine du gros bout de l'aiguille est $\varphi = \alpha - \beta$.

3° Pour la sécurité, on dispose en avant de la pointe de cœur théorique (intersection des arêtes directrices des rails), une partie rectiligne de longueur g, au moins égale à 1 *m*, située partie en avant de la pièce de croisement, car celle-ci ne doit pas être démesurément longue.

Fig. 370 *a*.



La file comprise entre la racine de l'aiguille et le cœur (dont la longueur ne diffère que d'environ 50 *mm* suivant qu'on considère la file droite ou la file courbe) ne doit, autant que faire se peut, être composée que de rails de longueurs normales.

Soient dans figures 370 *a* et 370 *b* où les lignes dessinées représentent les arêtes conductrices des rails :

s la largeur de la voie,

e la distance entre arêtes conductrices à la racine de l'aiguille ; elle est égale à : largeur de l'ornière + largeur de l'aiguille à son gros bout (par exemple $56 + 49 = 105$ *mm* ; supposons $s = 1435$, alors $s - e = 1435 - 105 = 1{,}330$ *m*) ; dans le cas du *changement normal*, on a :

$$R \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} (\cos \beta + \cos \alpha) + g \cos \alpha = l,$$

$$R \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} (\sin \beta + \sin \alpha) + g \sin \alpha + e = s.$$

Désignons la valeur numérique de la somme $\cos \beta + \cos \alpha$ par A et $\sin \beta + \sin \alpha$ par B, alors on a :

$$\text{I.} \quad l = g \cos \alpha + (s - e - g \sin \alpha) \frac{A}{B},$$

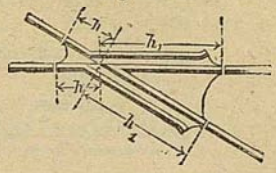
$$\text{II.} \quad R = \frac{s - e - g \sin \alpha}{B \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}}.$$

On prend une valeur provisoire pour g (par exemple $g = 1\ m$) et on détermine l au moyen de la relation *I.*; on a alors $l_1 = l - h$, où h est à prendre suivant les cotes de la pièce de croisement :

$$(h = \frac{\text{ornière}}{\text{tg}\,\alpha} + \text{demi-long. d'éclisse});$$

on cherche alors, à obtenir la longueur l_1 par l'addition des longueurs (en tenant compte des jeux) des rails dont on dispose, et ainsi on fixe définitivement la valeur de l_1 qui permet de calculer les valeurs définitives de g et de R au moyen des équations *I.* et *II.*

Fig. 370 *b*.



Plaçons-nous, pour fixer les idées, dans le cas du rail figure 360, alors la partie droite h_4, depuis la pointe de cœur théorique jusqu'à l'arête extérieure de la pièce de croisement est :

$$h_4 = \frac{(58 + 105)}{\text{tg}\,\alpha} = \frac{163}{\text{tg}\,\alpha}, \text{ par ex. pour } \text{tg}\,\alpha = \frac{1}{10},\ h_4 = 1{,}630\ m.$$

La longueur totale du changement est :

$$\text{III.} \quad W = z_1 + l_1 + n_1,$$

où z_1 représente la longueur, depuis le commencement du changement (à partir du joint en avant de la pointe) jusqu'au point d'oscillation de l'aiguille (p ex.: 5,96 *m*).

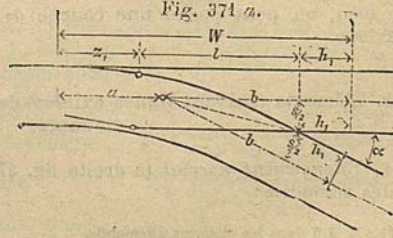
Cotes suivant lignes axiales dans les changements normaux (fig. 371 *a* et 371*b*) :

$$\text{IV} \begin{cases} b = \dfrac{\frac{s}{2}}{\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} + h_1 \text{ ; approx. } b = \dfrac{s}{\alpha} + h_1 \\ a = W - b. \end{cases}$$

Comme dans les courbes ordinaires, il ne faut pas, dans les courbes de changement, dépasser l'élargissement de voie de 30 *mm*; pour $\text{tg}\,\alpha = \frac{1}{10}$, l'élargissement au milieu de la courbe est de 15 *mm*.

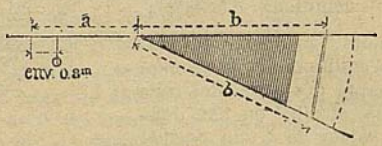
Les changements pour trains entiers doivent se faire suivant des rayons $\geqq 180\ m$; dans les changements pour entrée en gare et sortie de gare, il

Fig. 371 *a*.



faut, dans le cas de voies principales, chercher à ne pas avoir des rayons de courbe inférieurs à 270 *m* (ce rayon peut être facilement obtenu en prenant des aiguilles cintrées et $tg\ \alpha = \frac{1}{10}$).

Fig. 371 *b*.



D'autres formes de changement avec même agencement des aiguilles sont les suivants : *Changement à courbes non symétriques* (fig. 377 *a*) avec embranchement du côté convexe, ce cas exige une forme de cœur spéciale ; *changement double entrelacé* (changement à trois voies) à deux cœurs de forme normale et un cœur suivant la forme spéciale des changements à courbes non symétriques (fig. 376) ; enfin *changement croisé* (changement à l'anglaise) sans forme de cœur nouvelle (v. fig. 374 *b* et 374 *c*).

Dans le cas d'une voie curviligne, si l'embranchement se détache du côté concave de la courbe, les éléments du changement normal sont à utiliser. (Changement concave, v. fig. 380.)

Par contre, l'agencement des aiguilles subit modification dans le cas du changement à courbes symétriques (fig. 379) et dans le changement double symétrique (fig. 378) ; par suite, ces deux changements ne sont pas favorables ; le dernier exige une aiguille-milieu très mince et le percement des rails principaux pour le passage des tiges de commande, c'est pourquoi il faut éviter cette disposition dans les voies principales (et ailleurs si possible).

Quand deux voies sont concourantes, il est nécessaire de disposer sur la voie un signe bien apparent à l'endroit où la distance entre les axes des voies atteint la valeurs x *), admise comme minimum pour qu'un wagon stationnant à l'endroit de ce signe indicateur, la circulation sur l'autre voie ne soit pas entravée. On peut, à cet effet, faire usage de deux piquets fichés dans le ballast tout près des rails, ou bien, on peut passer une couche de peinture blanche sur une traverse.

c. Éléments (suivant lignes axiales) des changements les plus en usage.

1. *Changement normal* (à droite fig. 372 *a*, à gauche fig. 372 *b*). Cotes arrondies :

*) $x = 3{,}5$ dans les chemins allemands.

cotg $\alpha =$	8	9	10	11	12
$W =$	24	25,5	27,5	29	31,5 *m*,
$b =$	13	14,5	16	17,5	19 *m*,
$a =$	11	11	11,5	11,5	11,5 *m*,
$R =$	160	210	270	350	400 *m*

(Les aiguilles sont supposées cintrées).

Fig. 372 *a*.

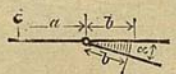
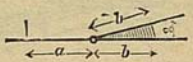
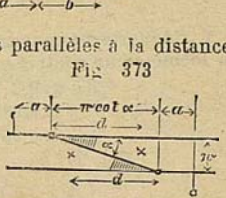


Fig. 372 *b*.



2. *Réunion de changements* entre deux voies parallèles à la distance w l'une de l'autre (fig. 373). Longueur totale $w \operatorname{cotg} \alpha + 2a$; distance entre points de jonction $w \operatorname{cotg} \alpha$; distance d des points de jonction aux signes indicateurs susmentionnés $= x \operatorname{cotg} \alpha$ (dans les chemins allemands $d = 3{,}5 \operatorname{cotg} \alpha$).

Fig. 373



3. *Croisement de voies* (toujours en parcours rectiligne de chacune des deux voies) sous l'angle α (v. fig. 374 *a*) ; les grandeurs b et d restent les mêmes que précédemment.

Fig. 374 *a*.

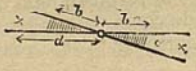
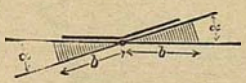


Fig. 374 *b*.



4. *Changement dit anglais* sous angle α ; d'un seul côté fig. 374 *b* ; des deux côtés fig. 374 *c*. Il faut porter à 230 *m* le rayon de la courbe pour $tg\ \alpha = \frac{1}{10}$ et aiguilles cintrées ; pour $tg\ \alpha = \frac{1}{9}$, on peut à peine

Fig. 374 *c*.

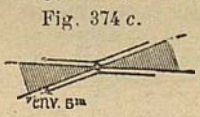
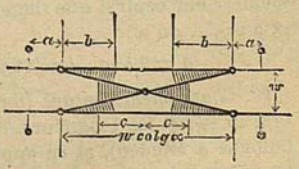


Fig. 374 *d*.



atteindre le rayon de 180 *m*, ou bien alors, à la pointe de l'aiguille, l'angle est très prononcé. *Enlacement* ou *embrassement des voies* sans changement ni croisement (fig. 374 *d*).

Fig. 375.



5. *Changements en croix* (fig. 375). Il faut les disposer symétriquement

$$c = \frac{s}{2} \operatorname{cotg} \alpha + g_2 ;$$

pour $tg\ \alpha = \frac{1}{10}$, $c =$ env. 8 *m*.

6. *Changements entrelacés* (chemin de Cologne à Minden $w = 1,435\ m$) (fig. 376). Pour $\text{tg}\ \alpha = \frac{1}{10}$, on a : $a = 11,1\ m$; $b = 16\ m$: $c = 11\ m$; $R = 245\ m$. Distance entre les pointes des aiguilles $d = 10\ m$.

Fig. 376.

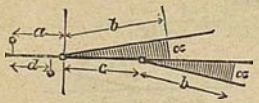
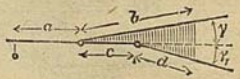


Fig. 377 *a*.



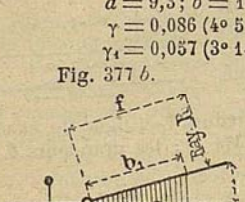
7. *Changement convexe non symétrique* (fig. 377 *a*). En supposant le même cœur central que dans 6, on a :

$$a = 9,3\ ;\ b = 12,6\ ;\ c = 3,6\ ;\ d = 9,0\ m.$$

$$\gamma = 0,086\ (4^\circ\ 54'\ 57'').$$

$$\gamma_1 = 0,057\ (3^\circ\ 14'\ 24'').$$

Fig. 377 *b*.



Dans le cas où l'angle de déviation est le même des deux côtés (fig. 377 *b*), et où $tg\ \alpha = \frac{1}{10}$, on a :

$a_1 = 11,3\ m$; $c_1 = 7,7\ m$;

$f = 14\ m$; $f_1 = 13,3\ m$;

$b_1 = 10,6\ m$ jusqu'au joint du rail en arrière du cœur. Longueur totale du changement $a_1 + b_1 = 21,9\ m$; $R = 245\ m$.

8. *Changement double à voies symétriques* (fig. 378). Pour $\text{tg}\ \alpha = \frac{1}{10}$, on a : $a = 9,4\ m$, $b = 16\ m$; $R = 228\ m$.

Fig. 378.

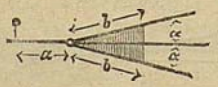
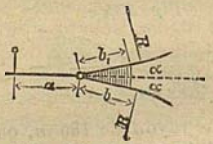


Fig. 379.



9. *Changement à courbes symétriques* (fig. 379). En conservant le même cœur central que dans 8, et en prenant un angle de transition $\text{tg}\ \alpha = \frac{1}{10}$, on a :

$$a = 9,4\ m\ ;\ b = 11,2\ m\ ;\ b_1 = 8,0\ m\ ;\ R = 228\ m.$$

10. *Changement concave* (fig. 380). En conservant l'angle de cœur $\text{tg}\ \alpha = \frac{1}{10}$, et les longueurs de rails du changement normal (chemin Cologne à Minden), et en appelant R_1 le rayon de courbure de l'embranchement dans changement, on a :

pour $R_1 = 190\ m$ et pour $R_1 = 180\ m$,
$a = 11{,}6\ m$ « $a = 10{,}7\ m$,
$c = 3{,}5\ m$ « $c = 4{,}1\ m$,
$b_1 = 16\ m$ « $b_1 = 15{,}8\ m$,
$b_2 = 12{,}5\ m$ « $b_2 = 11{,}7\ m$,
$R_2 = 674\ m$ « $R_2 = 630\ m$.

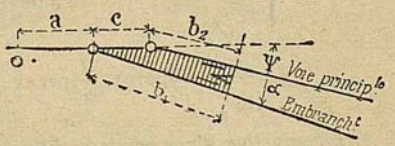
R_2 = rayon de courbure de la voie principale dans changement.

$\operatorname{tg}\psi = 0{,}0283$ $\operatorname{tg}\psi = 0{,}0283$

Les formes de changement autres que celles indiquées sont à éviter.

Les changements 1—7 et 10 peuvent trouver application dans les voies principales. Dans les chemins de premier ordre, il est préférable d'éviter les changements 8 et 9.

Fig. 380.



d. **Emploi des lignes axiales pour embranchements sur courbe.**

1. *L'embranchement tangentiel du côté extérieur* se fait suivant changement normal ou suivant chang. convexe (fig. 381, 382).

Longueur du parcours théorique suivant tangente $t = a + g$, ou bien $= b$ si $b > a + g$ dans le changement normal, ou $> g + a + c$ dans le changement convexe. De là, les rayons minima respectifs de la voie principale pour lesquels la disposition est encore possible sont:

$$R = \frac{t}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \text{ et } \frac{t}{\operatorname{tg}\frac{\gamma_1}{2}}, \text{ ou approxim. } R = \frac{2t}{\alpha} \text{ et } \frac{2t}{\gamma_1} \text{ (p.ex., } \frac{2(0+9{,}3+3{,}6)}{0{,}057} = 452\,\text{m).}$$

Fig. 381.

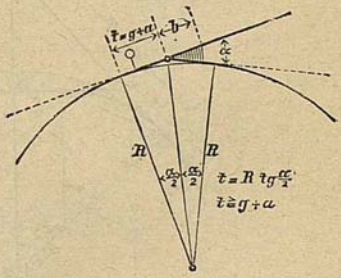
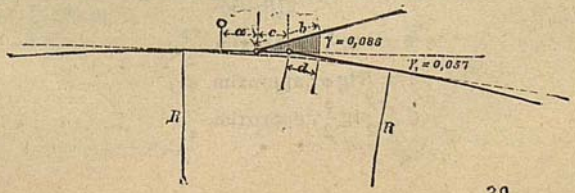
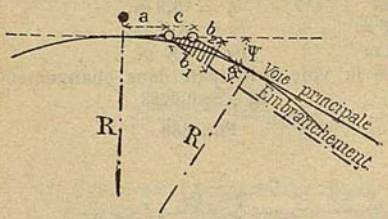


Fig. 382.



2. *Embranchement tangentiel du côté intérieur au moyen du changement concave* (fig. 383). Longueur du parcours théorique suivant tangente $t = g + a + c$. Si la partie droite d'introduction g peut être négligée (ce qui est presque toujours le cas), on a : $t = a + c$ ou bien $t = b$, si $b > a + c$.

Fig. 383.

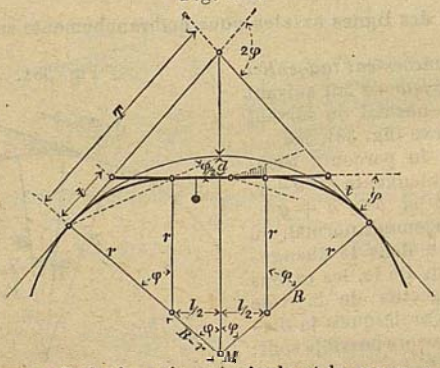


Par conséquent, le rayon minimum de la voie principale pour lequel cette disposition est encore possible est :

$$R = \frac{t}{\operatorname{tg}\frac{\psi}{2}}, \text{ ou approx. } \frac{2t}{\psi} \left(\text{par ex., } \frac{2.15{,}1}{0{,}0283} = 1067 \text{ m}\right).$$

3. *Introduction d'une partie rectiligne de longueur* $l = g + w$ (où g peut être éventuellement égal à 0) (fig. 384). En dehors de l sont

Fig. 384.



données le rayon R de la voie principale et le rayon r des raccordements qui doit être $\geqq 180$ *m*.

On a alors :

$$\sin\varphi = \frac{l}{2(R-r)},$$

$$t = r\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\text{ ; approxim. } \frac{r\varphi}{2},$$

$$T = R\operatorname{tg}\varphi\text{ ; approxim. } R\varphi,$$

$$d = \frac{l}{2}\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\text{, approxim. } \frac{l\varphi}{4}.$$

Par exemple pour $l = 10 + 27{,}5 = 37{,}5\,m$, $R = 300\,m$ et $r = 180\,m$, on a :

$$\sin\varphi = \frac{37{,}5}{2.120} = 0{,}156\,;\quad \frac{\varphi}{2} = 0{,}078\,;\quad t = 180.0{,}078 = 14{,}06\,m\,;$$

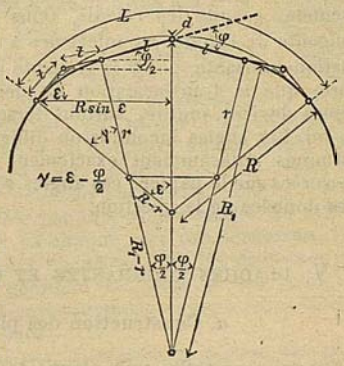
$$T = 300.0{,}156 = 46{,}8\text{ m et } d = 37{,}5.0{,}039 = 1{,}46\,m.$$

Si φ est donné (par exemple $\varphi = \alpha$, $2\,\alpha$, etc.) r est à déterminer au moyen de la formule

$$r = R - \frac{l}{2\sin\varphi}.$$

4. *Introduction d'une partie curviligne à grand rayon* ou (ce qui revient au même) *de deux tangentes* faisant entre elles l'angle déterminé φ. (Le cas 3 est un cas particulier de celui qui nous occupe, c'est-à-dire celui où $\varphi = 0$.) Le cas présent est réalisable lorsque R satisfait aux valeurs des nos 1 et 2 (fig. 385). φ est égal à α dans le cas de l'emploi du changement normal et il est égal à γ ou à ψ dans les changements convexe ou concave (v. nos 7 et 10).

Fig. 385.



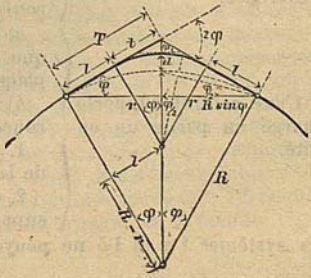
La longueur de la tangente t est déterminée par la longueur du plus grand des deux côtés.

$$R_1 = \frac{l}{\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}},\qquad \sin\varepsilon = \frac{R_1 - r}{R - r}\sin\frac{\varphi}{2},\qquad t = r\operatorname{tg}\frac{2\varepsilon - \varphi}{4},$$

$$d = R\sin\varepsilon\operatorname{tg}\frac{\varepsilon}{2} - t\left(\sin\varepsilon + \sin\frac{\varphi}{2}\right) - l\sin\frac{\varphi}{2},\qquad L = 2R\varepsilon.$$

5. *Introduction de deux droites raccordées par arc à plus faible rayon* (fig. 386). Solution rare et moins convenable que les précédentes. En général, les données sont R, l, $2\,\varphi$ et le rayon r qui doit être $\geq 180\,m$.

Fig. 386.



Alors on a :

$$r = R - \frac{l}{\operatorname{tg}\varphi},$$

$$T = R\operatorname{tg}\varphi,$$

$$t = r\operatorname{tg}\varphi = T - l,$$

$$d = T \sin \varphi - \left[R \sin \varphi \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + r \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \operatorname{tg} \varphi \right].$$

Règle pratique. On dessine sur papier calque les éléments du changement à l'échelle du plan de la voie (1 : 1000 ou 1 : 500) d'après les données ci-dessus (*a.*, *d.*, *c.*), en ayant soin de dessiner les angles avec précision et de prolonger suffisamment les côtés de ces angles ; on promène ensuite ce papier calque sur la partie intéressante du plan de la voie jusqu'à ce que les éléments du changement deviennent des tangentes à la courbe de la voie ou s'en rapprochent le plus possible ; la position la plus convenable étant obtenue, on la fixe sur le plan par piquage (pointage). Dans les cas qui l'exigent, viennent ensuite les calculs. Dans la plupart des cas (lorsque la tangente de l'angle est inférieure à $\frac{1}{5}$), on peut, avec une approximation suffisante, poser la tangente et le sinus égaux à l'arc, de telle sorte que la transformation en degrés et minutes et l'emploi de tables devient inutile, surtout lorsqu'on fait usage de la règle à calcul. Les angles inconnus ou difficiles à calculer peuvent être déterminés suffisamment exactement au moyen de leurs tangentes mesurées sur le papier ; ces angles seront dès lors considérés comme des données de la question.

V. PLAQUES TOURNANTES ET CHARIOTS TRANSPORTEURS

a. Construction des plaques tournantes.

Ce qui caractérise une plaque tournante, c'est la manière dont la charge est supportée pendant la rotation. De là, on peut ranger les différents systèmes comme suit :

I. L'axe central sert seulement de guide et la charge est supportée en totalité par des galets disposés sur la circonférence.
- *a*) Les coussinets des galets sont fixés à la plaque.
- *b*) Les dits coussinets sont fixés sur la fondation.
- *c*) La plaque repose sur galets libres roulant sur la fondation.

II. L'axe central supporte la charge en partie ou en totalité.
- *a*) L'axe central sert (seul ou presque seul) de soutien et de guide : plaques tournantes à pivot de grue.
- *b*) Le guidage est fait par quelques roues disposées sur la circonférence.
  1. Ces roues supportent une partie de la charge.
  2. Ces roues servent de guides sans supporter de charge.

Les systèmes I *a* et I *b* ne peuvent être appliqués que pour des

installations sans importance, I *a* ne peut trouver d'applications que dans les voies provisoires ; I *c* avec 8—12 galets est une disposition convenable pour plaques tournantes moyennes (diam. de 4—7 *m*) pour wagons ; il est à remarquer que dans cette disposition il n'y a que des frottements de roulement et que la résistance au mouvement est relativement faible. Le système II *a* avec axe central s'enfonçant profondément en terre n'est plus employé en Allemagne. Le système II *b* est d'usage pour le cas de lourdes charges. Les deux systèmes contenus sous la désignation II *b* se distinguent à peine l'un de l'autre de l'extérieur. Dans le montage, la hauteur de la crapaudine doit être bien réglée, car la pression sur les roues à la circonférence dépend de la flèche des poutres supportant la plaque.

Dans le cas de plaques tournantes pour locomotives, il est convenable de calculer les poutres en supposant que le pivot central porte la charge entière ; la surélévation de la crapaudine jusqu'à dégagement entier des galets de roulement ne présente alors aucun danger. (Une telle surélévation est un bien en ce qui concerne la facilité du mouvement, et pratiquement elle est presque inévitable.) Les plaques tournantes de ce système n'ont toujours qu'une seule voie.

La crapaudine supportée par la pièce centrale de fonte, doit être disposée de telle sorte que le point de suspension soit facilement accessible et le plus haut possible par rapport au centre de gravité de la plaque. Aux extrémités et de chaque côté des longerons, sont disposées des roues-guides de fort diamètre, dont les axes (radiaux) doivent être aussi longs que possible. La jante de ces roues est cylindrique (sans arrondi) ou bien légèrement conique sans rebord; rails de roulement, en conséquence.

Les rails sur longerons doivent pouvoir être enlevés, les rivets comme mode de fixation ne sont donc pas convenables. L'espace entre les rails est recouvert en tôle striée. Les longerons doivent être assemblés au moyen de nombreuses entretoises ; aux deux fortes entretoises du milieu, est reliée la pièce centrale portant la crapaudine.

La commande de la plaque tournante peut se faire par la transmission d'un mouvement de rotation à deux des roues-guides. (Dans II *b* 1, il est inutile d'avoir une couronne dentée) ; si le mouvement est facile, il est inutile dans II *b* 2 d'avoir recours à un mécanisme spécial. En place de ce mécanisme, on peut faire usage de deux leviers d'environ 2,5 *m* que l'on introduit dans les douilles disposées obliquement sur la circonférence de la plaque. Il est d'une importance capitale d'apporter un grand soin dans l'exécution de la fondation de la colonne-pivot et du cercle de roulement afin d'éviter les tassements. L'entrée de la charge sur la plaque et sa sortie doivent se faire de telle sorte que les chocs soient directement supportés par la fondation sans charger les roues-guides (peut-être suspendues), et sans soumettre à des ébranlements le pivot de la plaque.

Dans le cas de plaques tournantes pour locomotives, il est rarement nécessaire de recouvrir la fosse de la fondation. En désignant par D le diamètre de la fosse, le poids propre d'une poutre est d'après Frænkel environ 30 D pour fosse ouverte et 35 D pour fosse fermée dans le cas de plaques pour locomotives, et resp. 70 et 90 D dans le cas de plaques pour wagons.

Grandeur et disposition. Le diamètre des plaques pour locomotives doit être au moins de 12 m (d'après *R. p. C*). Habituellement elles ont 12,5 m à 13 m.

(Une ordonnance du ministère prussien du 15 août 1873 exige 13 m partout où c'est possible.) Il est convenable de construire les plaques avec un diamètre tel que le centre de gravité de la machine puisse se trouver dans l'axe de rotation. Sur plusieurs chemins ferrés où les plaques ne sont faites que pour porter la locomotive sans son tender, le diamètre descend jusqu'à 6 m et au-dessous.

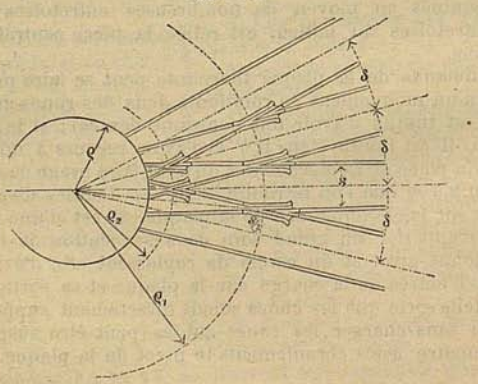
Les plaques tournantes pour wagons à deux axes ont de 4 à 5,5 m de diamètre; pour les wagons américains à trois axes leur diamètre peut aller jusqu'à 7,500 m; il n'est pas convenable de construire des plaques d'un diamètre inférieur à 4,400 m.

Les plaques tournantes de petit et moyen diamètres sont habituellement à fosse complètement couverte avec deux ou trois voies respectivement en croix ou en étoile : c'est-à-dire lorsqu'il y a deux voies, elles se coupent sous 90° et lorsqu'il y en a trois, sous 60°.

b. Disposition géométrique des voies sur plaques tournantes.

1. *Voies rayonnantes* (fig. 387). Il existe des croisements de rails, c'est-à-dire des cœurs dont les pointes mathématiques ou théoriques

Fig. 387.



se trouvent sur des circonférences ayant pour centre celui de la plaque et pour rayon ρ_1, ρ_2, ρ_3, aussitôt que le rayon de la plaque est inférieur aux limites données par les formules suivantes :

$$\text{Croisement simple } \rho_1 = \frac{s}{2\sin\frac{\delta}{2}}, \text{ très approch.} = \frac{s}{\delta},$$

$$\text{Croisement double } \rho_2 = \frac{s}{2\sin\delta}, \quad \text{» » } = \frac{s}{2\delta},$$

$$\text{Croisement triple } \rho_3 = \frac{s}{2\sin\frac{3}{2}\delta} \quad \text{» » } = \frac{s}{3\delta}.$$

Nous nous placerons dans le cas où tous les angles de convergence δ sont égaux entre eux, et la largeur de la voie dans œuvre = 1,435 *m*. Afin que les champignons à la circonférence soient suffisamment forts, il est bon de calculer les rayons limites en substituant à *s*, $S = s + 0{,}060$ *m* (c'est-à-dire, une largeur de champignon en plus). De là, le tableau suivant pour l'angle minimum δ et pour les rayons correspondants des circonférences renfermant les pointes de cœur théoriques.

Diamètre de la plaque.		I aucun	II simple	III double
		Coupement de rails.		
12,5	Arc δ =	0,240580	0,120290	0,080193
	tg δ =	0,245336	0,120875	0,080365
	environ	1 : 4	1 : 8	1 : 12
	ρ_1 =	—	11,96	17,9
	ρ_2 =	—	—	8,95
7,5	Arc δ =	0,402712	0,201356	0,134237
	tg δ =	0,425998	0,204123	0,135052
	environ	1 : 2,35	1 : 5	1 : 7.5
	ρ_1 =	—	7,175	10,70
	ρ_2 =	—	—	5,36
4,4	Arc δ =	0,695952	0,347976	0,231984
	tg δ =	0,835389	0,362735	0,236236
	environ	1 : 1,2	1 : 2,75	1 : 4,25
	ρ_1 =	—	4,14	6,2
	ρ_2 =	—	—	3,12
	Angle du cœur =	δ		2δ

Ainsi, dans une remise polygonale pour locomotives, il est possible d'établir sur un cercle entier de 12,5 *m* de diamètre $\frac{2\pi}{0{,}240580} = 26$ voies radiales sans coupement de rails en dehors du cercle.

Dans une remise à locomotives de forme annulaire, si en dehors de la plaque de 12,5, il y a des croisements simples, il peut y avoir $\frac{\pi}{0{,}12029} = 26$ voies dans la demi-circonférence.

2. *Voies parallèles aboutissant à la plaque.*

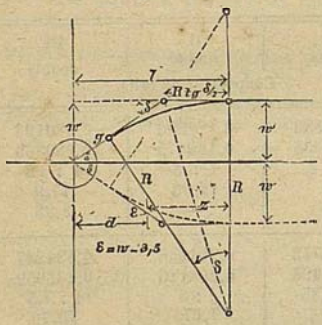
Principe. Chaque voie doit être normale à la tangente à la plaque à son point d'entrée sur celle-ci ; il est bon que la voie soit rectiligne de 3 à 6 *m* avant la plaque.

Dans le cas de croisements de rails, il faut que les cœurs soient encore tout entiers dans les parties rectilignes des voies. Par conséquent, il faut, à partir du centre de la plaque, une longueur de voie rectiligne

$$g = \frac{s_1}{\delta}, \text{ ou au moins } \rho + 3\ m\ ;$$

s_1 est la largeur de la voie entre arêtes extérieures des patins ($\backsim$ 1,6 *m*). A cause de la petitesse de l'angle δ, il est permis de remplacer le *sin* et la *tg* par l'arc ; en se plaçant dans cette hypothèse, on a les formules approximatives suivantes :

Fig. 388.



a) Trois voies dont deux symétriques à la troisième qui a son axe passant par le centre de la plaque (fig. 388).

$$l = \frac{w}{\delta} + \frac{R\delta}{2},$$

$$d = l - \sqrt{2R(w-3{,}5) - (w-3{,}5)^2},$$

$$\delta \leqq \sqrt{2\frac{w-s_1}{R}}$$ (dans le cas contraire, il faut une contre-courbe).

En général, on prend $w = 4{,}5$, et $R \geqq 180\ m$; dans le cas de voies pour wagons seulement on peut descendre jusqu'à $R = 150\ m$; ces conditions correspondent respectivement aux angles $\delta \leqq \frac{1}{6}$ et $\frac{1}{5}$ (pour $s_1 = 1{,}6\ m$) ; d désigne la distance entre le centre et le signe indicateur (en admettant que ce signe soit placé à l'endroit où les axes des voies sont distants de 3,5 *m* l'un de l'autre).

b) Dans le cas de cinq voies disposées symétriquement, on a :

$\delta \leqq \sqrt{\frac{w-s_1}{R_1}}$, où R_1 représente le rayon des voies extérieures

c) Dans le cas de deux voies symétriques (fig. 389), on a :

$$l = \frac{w}{\delta} + \frac{R\delta}{4},$$

$$d = l - \sqrt{R\,(w - 3{,}5) - \left(\frac{w - 3{,}5}{2}\right)^2},$$

$$\delta \leqq 2\sqrt{\frac{w - s_1}{R}}.$$

Pour $R = 180$ et $150\ m$, on a respectivement $\delta \leqq 0{,}254$ et $0{,}278$, c'est-à-dire à peu près $\delta = 1 : 4$ et $1 : 3{,}6$.

d) Dans le cas de 4 voies symétriques.

$$\leqq \sqrt{\frac{4}{3}\frac{w - s_1}{R_1}}.$$

Fig. 389

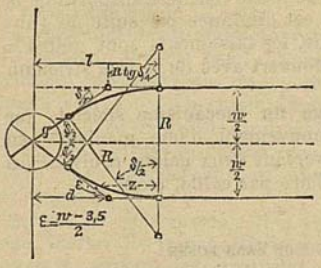
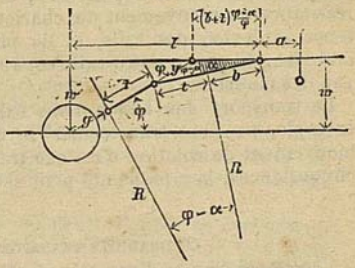


Fig. 390.



3. *Plaque tournante et changement de voie* (fig. 390). Valeur limite de φ

$$\varphi \leqq \sqrt{\frac{2\,(w - s_1 - b\alpha)}{R} + \alpha^2}.$$

Pour $w = 4{,}5\ m$, $\alpha = \frac{1}{10}$ et $R =$ resp. 180 et 150 m, on a :

$$\varphi \leqq 0{,}1563 \text{ et } 0{,}165 \text{ et } g = \text{resp. } 5{,}04 \text{ et } 9{,}7\ m.$$

c. Construction des chariots transporteurs *)

Matériaux : Fer ou acier. Longueur du chariot = distance entre essieux extrêmes du plus grand des véhicules à transporter + 0,4 m. Habituellement, pour locomotive avec tender, on prend 12 m ; pour wagons de voyageurs, de 4 à 7 m.

*) D'après Frankel.

1. TRANSPORTEURS A FOSSE

La fosse doit avoir au maximum 500 *mm* de profondeur, en Allemagne les transporteurs à fosse sont interdits pour les voies principales servant au service des trains directs. Les rails sont soutenus par deux longerons fixés à des traverses suspendues aux coussinets des axes des galets. Les galets doivent être aussi grands que possible afin de faciliter le roulement ; ils se placent toujours en dehors des longerons. Les entretoises le plus souvent disposées par couples, et comprenant entre elles les galets, peuvent, suivant les circonstances, descendre jusqu'au-dessous du niveau de roulement. Pour les locomotives et les longs wagons, il faut de 3 à 4 rails de roulement, c'est-à-dire de 6 à 8 galets ; pour des wagons plus courts, 2 rails de roulement suffisent ; ces rails peuvent reposer sur des dés en pierre, ou bien, ce qui est préférable, ils peuvent reposer dans toute leur longueur sur de la maçonnerie ; dans cette dernière disposition la résistance au mouvement du chariot est diminuée par suite de l'absence de flexion des rails, et de plus, les tassements sont moins à craindre. L'espace entre rails est recouvert avec de la tôle striée ou par des madriers.

Le transport des locomotives exige un mécanisme spécial. Par exemple, on peut transformer le mouvement d'une manivelle en mouvement de rotation d'un axe traversant deux galets. (Suivant les circonstances, la commande peut se faire par câble, etc.)

2. CHARIOTS TRANSPORTEURS SANS FOSSE
(utilisés, à peu d'exceptions près, pour wagons seulement).

Les différents systèmes sont caractérisés par la position des galets par rapport aux longerons et par le mode de suspension du châssis du chariot aux galets.

Aperçu des systèmes.

I. Transporteurs à galets intérieurs (Dunn, Prüsmann et autres).

II. Transporteurs à galets extérieurs.

a) Avec faibles interruptions des rails par entailles pour entretoises.

b) Idem avec traverses passant sous véhicule à transporter et pouvant être élevées ou descendues par presses hydrauliques ou autres engins.

c) Sans interruptions des rails, avec hautes longrines extérieures.

III. Transporteurs à galets intérieurs et extérieurs (Klett Nollau, etc.)

Les chariots du système I occasionnent beaucoup de résistance et sont par suite peu employés. Dans tous les cas, les rails de roulement

du chariot doivent être fixés soigneusement, c'est-à-dire qu'on doit les faire reposer sur toute leur longueur sur de la maçonnerie.

Il est bon d'avoir des roues chevauchées roulant sur rails accouplés afin de traverser les voies plus facilement et de passer sans à-coups les endroits où les rails du transporteur sont interrompus par des ornières ; les galets de friction, etc., sont sujets à se déranger facilement.

Le système II *a*, avec interruption des rails principaux sur une longueur de 50 à 100 *mm* est inadmissible dans les voies principales ; il convient de l'employer dans les ateliers des gares ; ce système permet l'emploi de fortes entretoises cintrées sur le côté et par suite de grands galets de roulement ; le mouvement des transporteurs de ce système est par suite très facile. Les longerons reposent sur les entretoises. Exemple : dans un chariot de 5,6 *m* de long, il faut un chemin de roulement à 4 files de rails, des galets de 0,9 *m* de diamètre et une distance entre axes de 4,3 *m*. La distance entre galets sur même axe est de 1,28 *m*.

Le système II *b* est peu employé.

Le système II *c* est celui d'après lequel les ateliers de Borsig à Berlin ont construit leurs transporteurs pour locomotives sans tender. Comme entretoise, on emploie un plancher plein en tôle fixé à de hautes poutres en treillis au moyen de consoles arc-boutées les unes contre les autres au-dessus de l'espace libre et maintenues au dehors au moyen de consoles renversées supportées par les chaises des (4) galets.

Système III. Récemment, il a été construit d'après ce système un grand nombre de transporteurs pour wagons à voyageurs et à marchandises ; suivant les circonstances, la commande de ces transporteurs se fait par la vapeur, etc., sans modification aucune des voies. Ce système peut, par conséquent, être employé dans les voies de premier ordre ; le mouvement de ces chariots est assez facile. Distance entre entretoises, environ 2,25 *m* pour 4 rails de roulement.

Ac. DISPOSITIONS GÉNÉRALES POUR L'INSTALLATION DES GARES

1. Formes principales des gares et application de ces formes.

D'après la situation qu'elles occupent sur un réseau, les gares ou stations peuvent être classées en :

Gares extrêmes ou *terminales*,
Gares intermédiaires,
Gares de jonction (*stations de bifurcation* ou *en flèche*),
Gares de croisement.

(A cela on peut ajouter les gares à bifurcation multiple sans croisement des directions du trafic). Les croisements des voies principales doivent se faire autant que possible hors des gares, et dans des plans différents par le moyen de ponts (*R.* de *P*).

D'après la forme de la gare dans sa vue en plan, et suivant la situation de la voie principale par rapport au trottoir et aux bâtiments, on peut faire la classification suivante :

Stations en forme de tête (têtes de ligne).
» » *de passage.*
» » *de coin.*
» » *d'île.*

La forme en tête s'emploie dans les terminus ou bien dans les cas où il y a obtacle à la continuation de la ligne, ou encore lorsqu'on y est forcé par des considérations locales (par exemple pour ne pas pénétrer dans une grande ville, etc.) Lorsqu'on se trouve placé dans cette dernière circonstance, la forme en tête convient aux stations à plusieurs bifurcations et jonctions (Francfort-sur-M.)

La forme en passage est la forme usuelle des gares intermédiaires.

La forme en coin est appropriée à la jonction de deux voies ayant à peu près la même importance et occasionnant environ le même trafic local. Les communications de la gare avec les localités se font par chemins passant soit en dessus, soit en dessous des voies.

La forme en île s'approprie aux jonctions et aux gares de croisement, surtout dans le cas de trafic local peu considérable. Il faut faire la distinction entre le cas où le quai principal est limité d'un seul côté seulement par une voie principale et celui où il s'en trouve des deux côtés.

Dans le premier cas, la séparation des voies a lieu par le trottoir en île, l'exploitation est la même que dans la forme en coin ; par conséquent « la forme en île avec exploitation en coin » convient pour compagnies séparées. — Dans l'autre cas, la séparation des directions de roulement a lieu par le trottoir en île, par suite : la « forme en île avec exploitation en île » convient lorsque l'administration des deux lignes est la même. Ce dispositif permet d'éviter tout croisement à niveau des voies principales pour l'entrée en gare (et en général tout croisement de voies principales), la sécurité dans l'exploitation est par là augmentée.

Dans les stations d'une certaine importance, les installations pour le service des voyageurs doivent être séparées de celles pour le service des marchandises, y compris les routes de départ et d'arrivée.

Il faut prendre soin à ce que la surveillance de l'ensemble du service ne trouve pas d'obstacles et que la formation des trains mixtes puisse se faire rapidement et sans trop de besogne.

Il est à désirer qu'il y ait des dispositions qui facilitent l'expédition des marchandises à grande vitesse par les trains à voyageurs (*C. T.*)

Les annexes pour le trafic intérieur (bâtiment des machines, remises, dépôts) peuvent être tout à fait indépendantes ; cependant, il est bon de les réunir à la station par des voies spéciales. — Les installations de ce genre sont souvent nécessitées par le manque de place, mais elles n'ont leur raison d'être que lorsque le trafic des wagons de passage dépasse de beaucoup le trafic local.

2. Tracé et étendue des gares.

Les gares doivent en général être disposées en palier et en ligne droite ; en aucun cas elles ne doivent se trouver dans une pente supérieure à 2,5 0/00 (1 : 400). Une exception est à faire pour les maîtresses-voies de manœuvre avec leurs embranchements et raccordements.

Quant à la longueur des gares, elle doit suffire aux mouvements des trains les plus longs qui parcourent la ligne.

Si des trains fort longs se croisent dans une gare, les aiguilles extrêmes peuvent être placées aussi dans des pentes plus fortes que 2,5 0/00 (1 : 400).

Une disposition des gares, par laquelle les voyageurs sont forcés de traverser les voies, est admise. (*C. T.*)

Dans les voies de garage on peut admettre la pente de 12,5 $\frac{0}{00}$ ($\frac{1}{80}$) ; dans les bâtiments de remisage, la pente des voies peut être augmentée d'une façon notable (par ex. : $\frac{1}{55}$).

Partout où c'est possible, la longueur horizontale L entre les signes indicateurs des changements extrêmes doit être égale à la longueur du train le plus long qui parcourt la ligne.

En pays de montagne $L \geqq 180\ m$; en plaine, où il y a possibilité, $L =$ jusqu'à $900\ m$.

Les stations intermédiaires doivent remplir les quatre conditions suivantes :

a) les trains doivent pouvoir les traverser avec sécurité sans s'arrêter ;

b) les trains ne doivent pas être forcés de parcourir inutilement des courbes de raccordement ;

c) deux trains ayant des directions différentes doivent pouvoir s'éviter ;

d) les trains doivent prendre les aiguilles le moins possible en pointe.

Les stations intermédiaires doivent, en général, posséder outre les deux voies principales, au moins une troisième voie et la place pour une quatrième.

Dans les petites stations intermédiaires et les haltes, on peut se contenter d'installations plus restreintes, et il est notamment admis-

sible de les établir dans les pentes plus fortes que celles indiquées plus haut.

A un embranchement de deux ou de plusieurs lignes, il est désirable que les gares soient réunies complètement.

En général, et surtout si le service direct des voyageurs est beaucoup plus important que le service local, il convient de disposer l'embarcadère entre les deux lignes et d'établir une communication directe entre les deux trottoirs.

On doit établir entre les voies des différentes lignes, et surtout entre les gares à marchandises, des raccordements qui offrent une communication commode.

La jonction des lignes d'embranchement avec les lignes principales, notamment si ces lignes appartiennent à la même administration, doit se faire généralement du côté de la gare où se trouve la ligne d'embranchement.

Pour une station établie à la tête de plusieurs lignes qui s'y joignent, on recommande d'arranger une liaison entre ces lignes pour les trains directs en dehors de l'embarcadère, si les circonstances locales le permettent et l'exigent. (*C. T.*)

3. Distance entre les voies et trottoirs.

D'après la convention technique des ingénieurs allemands :

Il est à désirer que dans les stations, la distance des voies d'axe en axe comporte au moins 4,500 *m*.

Pour les voies principales entre lesquelles il faut placer des trottoirs, on recommande d'adopter une distance minima de 6 *m* d'axe en axe. Pour les petites stations et les haltes, on peut admettre une distance minima de 5 *m*. Il convient de construire les courbes des aiguilles extrêmes des gares avec des rayons d'environ 300 *m*.

Il convient de ne pas donner aux trottoirs à l'intérieur des halles couvertes et devant le bâtiment principal une largeur inférieure à 7,500 *m* ; c'est-à-dire : la distance entre bâtiment et axe de la première voie ≥ 9 *m* Pour les stations principales, une plus grande largeur est à recommander.

Jusqu'à une hauteur de 2,500 *m* au-dessus du trottoir, il faut une distance d'au moins 3 *m* entre tous les objets fixes du trottoir, tels que colonnes etc, et l'axe de la voie pour laquelle le trottoir est destiné.

Il convient de donner aux trottoirs pour voyageurs une hauteur de 210 *mm* au-dessus de la surface des rails ; la hauteur de 380 *mm* peut encore être admise.

La longueur des trottoirs dépend de la longueur maxima des trains à voyageurs (ou mixtes) et de la formation de ces trains. Dans les

petites stations une longueur de 50 à 100 *m* est souvent suffisante ; dans les grandes gares les trottoirs mesurent de 150 à 500 *m* de longueur.

4. Disposition et réunion des voies.

Dans les gares, chaque direction doit, lorsque c'est possible, avoir sa voie, c'est-à-dire, chaque ligne doit avoir deux voies et les convois doivent marcher sur chaque voie dans un sens déterminé.

Dans les parcours autres que ceux à voie unique, les voies sont disposées de manière que l'entrée en gare (contre pointe des aiguilles) se fasse suivant voie rectiligne et que ce ne soit que la sortie du train de la gare qui se fasse suivant la courbe du changement.

Il faut éviter de faire passer inutilement les trains dans les courbes de changement.

Les changements contre pointe (en dehors des deux changements de dédoublement des chemins à une seule voie) sont à éviter le plus possible. Ceci est particulièrement important dans les petites gares intermédaires où les trains express passent sans arrêt ; dans les gares où tous les trains s'arrêtent, cela a moins d'importance.

Les transporteurs à fosse sont inadmissibles dans les voies principales, et il faut éviter autant que possible les plaques tournantes sur ces voies.

Les croisements de voies avec ou sans changement à l'anglaise (changement croisé. Fig. 374 *b* et *c*) doivent être faits sous le plus grand angle possible ; dans les voies principales, et en général dans toutes les voies, la tangente de l'angle de croisement ne doit pas être inférieure à 1 : 10. Comme d'un autre côté, si l'angle de croisement est supérieur à la valeur indiquée, le rayon du changement croisé devient trop petit, surtout pour les voies principales (v. p. 671), on peut considérer 1 : 10 (ou à peu près) comme la valeur de la tangente de l'angle de croisement la plus convenable pour les changements croisés.

Le même angle (1 : 10) est convenable pour tous les changements et croisements soit dans les gares, soit en pleine voie : avec cet angle, les contre-courbes sont évitées et de plus la surveillance et les réparations sont facilitées.

Il faut, partout où c'est possible, 6 *m* entre les pointes de deux aiguilles tournées en sens contraire ; on peut considérer 3 *m* comme un minimum.

Deux changements de même sens doivent être à une distance l'un de l'autre au moins égale à la pleine longueur du changement ($W = a + b =$ distance du joint en avant du changement à celui en arrière du cœur de croisement, voir fig. 371). Dans le cas seulement de changements entrelacés, les changements peuvent être rapprochés l'un de l'autre, mais d'une quantité parfaitement limitée (v. fig. 376, $c = 11$ *m*).

5. Bâtiments et autres installations.

Il ne faut pas que les bâtiments soient installés trop près de la voie principale afin de ne pas gêner la vue d'ensemble de celle-ci.

« Dans les stations importantes le bâtiment principal doit contenir les pièces suivantes :

« Un vestibule spacieux, donnant accès aux guichets pour les billets et pour les bagages et deux salles d'attente au moins, un cabinet pour dames et un cabinet de toilette, un bureau de chef de gare et un bureau pour le service du télégraphe.

« Les salles d'attente et les bureaux de bagages doivent être en communication directe avec les trottoirs.

« Il est aussi nécessaire, surtout dans les gares d'embranchement, que les voyageurs puissent se rendre du trottoir aux guichets de distribution des billets et des bagages ou quitter la gare sans être forcés de passer par les salles d'attente.

« On doit établir des lieux d'aisances non seulement dans le bâtiment principal même ou en communication directe et couverte avec celui-ci, si cela est possible, mais aussi près des trottoirs ou à côté de l'embarcadère d'arrivée. Ces lieux d'aisances doivent porter des suscriptions faciles à distinguer de loin ; on doit les faire nettoyer régulièrement. Pour les stalles d'urinoir, on recommande un arrosement continu.

« Il convient d'établir à proximité des trottoirs, des fontaines d'eau potable pour les voyageurs.

« Le nom de la gare doit être inscrit en grosses lettres bien distinctes et à un endroit visible du trottoir. Chaque gare doit être munie d'une horloge réglée sur l'heure marquée dans les tableaux de la marche des trains qui sont destinés au public ; dans les gares principales, cette horloge doit être visible de l'avenue de la gare ainsi que des trains ; elle doit être éclairée pendant la nuit.

« Pour les hangars aux marchandises, on recommande des planchers à la hauteur de 1,120 *m* au-dessus de la surface des rails, des portes et des perrons de chargement aux deux côtés et des toits avancés. D'un côté se trouve la voie, et l'autre côté sert au roulage.

« Dans les gares principales d'embranchement ou de transbordement, il convient de disposer le hangar aux marchandises ou celui de transbordement de façon que chaque wagon puisse être manœuvré sans gêner la manutention des autres wagons ; ce but peut être atteint au moyen de plaques tournantes ou de transporteurs.

« Il convient d'établir des hangars séparés pour les objets inflammables ». (*C. T.* trad. de M. E. Zollikofer.)

La charge sur le plancher supportant les marchandises peut être comptée à 1,5 *t* par m^2.

Dans les grandes gares (principalement dans le cas d'un grand

commerce de lait, fruits, légumes etc., par ex. pour marchés dans les grandes villes), il faut des hangars spéciaux pour les marchandises à expédier par grande vitesse.

Il est bon d'avoir recours à des grues de chargement pour la manœuvre des lourds fardeaux (les grues fixes ont une puissance pouvant atteindre 15 *t* et les mobiles, 10 *t*). La charge admissible (maxima) doit être inscrite sur la grue qui doit être éprouvée périodiquement. Il est nécessaire d'établir des ponts à bascule dans les stations les plus importantes, afin de pouvoir peser les wagons et aussi les camions. Ils sont nécessaires surtout près des lieux de production pour vérifier les poids des légumes, du charbon, etc. Surface couverte par la maisonnette de pesage $\geqq 2\ m^2$ jusqu'à $3\ m^2$; ces maisonnettes ne sont pas indispensables.

« Les rampes à équipages et à bestiaux doivent être placées près des voies de garage.

« Elles doivent avoir 1,120 *m* au-dessus de la surface des rails et une inclinaison de 12 au plus et être disposées de façon à ce qu'on puisse charger les wagons aussi bien de tête que de côté.

« Les rampes mobiles sont aussi à recommander. » (*C. T.*)

STATIONS D'ALIMENTATION, GRUES HYDRAULIQUES

La *distance* entre les stations d'alimentation comporte en moyenne 25 *km*; dans le cas de fortes pentes, on diminue cette distance jusqu'à 8 *km* (ligne du Gothard).

Les machines pour trains à voyageurs parcourent en pays plats de 50 à 100 *km* avant de renouveler l'eau du tender. (Berlin-Stendal, 106 *km*.)

La *capacité* des citernes doit être telle qu'elle puisse suffire à la consommation maxima pendant un temps déterminé du jour, par exemple pendant 2 heures avec trains se succédant avec la fréquence la plus grande que comporte le parcours.

Pour le remplissage d'un tender il faut de 4 à 10 m^3 d'eau. La dépense kilométrique en eau varie de 60 à 150 *l* suivant que l'on a affaire aux machines des trains express ou à celles des trains à marchandises.

En dehors de l'eau consommée par les machines de traction, il faut faire entrer en ligne de compte celle employée dans les gares (par les locomotives de manœuvre, par celles de réserve, par les temps d'arrêt, par le service intérieur des bâtiments, l'arrosement des urinoirs, etc.), et puis éventuellement celle exigée dans les remises pour le lavage des machines et des wagons à bestiaux.

Il faut tenir compte aussi de ce qu'en cas de réparations, les stations voisines doivent suppléer au manque d'eau dans une station.

Lorsqu'il y a absence de rivière ou d'eau de source, les *puits* doivent avoir de 2 à 3 *m* de diamètre et être distants de 4 à 5 *m* du bâtiment le plus proche ; ils doivent être couverts.

Les *pompes* sont commandées par machines (le plus souvent à vapeur) ; mais dans tous les cas, il faut comme réserve une pompe à main, avec volant à main ou à mécanisme de commande spécial. Sur les rivages, on peut utiliser les moteurs à vent (turbine atmosphérique). La commande à main n'est suffisante que dans le cas d'une très faible consommation d'eau.

Soient, pour l'installation d'une pompe:

v la vitesse moyenne du piston de la pompe en *m* par seconde (vitesse convenable 0,3 *m*),

q la quantité d'eau à pomper, en m^3 par seconde,

η le rendement de la pompe (en moyenne 0,85),

d et h le diamètre et la course, en *m* ; on a :

$$d = 0{,}0266\sqrt{\frac{q}{\eta v}}\left(=0{,}053\sqrt{\frac{q}{v}}\right)$$ pour les pompes à simple effet.

$$d = 0{,}0188\sqrt{\frac{q}{\eta v}}\left(=0{,}037\sqrt{\frac{q}{v}}\right)$$ pour les pompes à double effet.

$h = 2\,d$ et le nombre de tours par minute,

$$n = \frac{30\,v}{h}\left(=\frac{9}{h}\right).$$

Les *citernes* en fonte, de forme quadrangulaire, contiennent de 12 à 26 m^3 ; les parois sont reliées entre elles par nervures, entretoises, etc. ; celles en tôle de fer sont ordinairement rondes à fond cintré, elles peuvent contenir de 30 à 150 m^3. — Tuyaux d'aspiration et de refoulement : diamètre $\geq$ 100 *mm* jusqu'à 120 *mm*. — Les citernes doivent être pourvues de flotteurs indicateurs de niveau.

Les *grues hydrauliques* doivent pouvoir livrer au moins 1 m^3 d'eau par minute ; hauteur des bouches d'écoulement au-dessus des rails $\geq$ 2,850 (*R. p. C*). D'après cette hauteur se calculent la charge d'eau et le diamètre des tuyaux. Les tuyaux de descente de la grue jusqu'au réservoir doivent avoir un diamètre $>$ 150 *mm*. — Les tuyaux d'écoulement et les colonnes des grues doivent pouvoir être vidés complètement à cause de la gelée. — Dans le cas de plusieurs voies, on peut installer une seule grue hydraulique avec bras allongés passant au-dessus des voies ; mais il est préférable dans ce cas d'installer des grues séparées.

Les *fosses à piquer* dans les voies principales, et les grues hydrauliques sont à disposer de manière que le nettoyage de la grille et le remplissage du tender puissent se faire en même temps (c'est-à-dire il faut que la grue soit de 13 à 14 *m* en arrière de l'extrémité antérieure de la fosse à piquer le feu qui mesure de 8 à 10 *m* de long);

il ne faut cependant pas que ces fosses se trouvent dans les endroits où le public est forcé de traverser la voie, ni trop près des aiguilles pour ne pas empêcher la circulation des convois sur les voies voisines (signe indicateur, v. page 670).

En dehors de cela, il est bon d'avoir des fosses à piquer le feu dans le voisinage des remises à locomotives. — Profondeur 0,6 à 0,8 *m* ; largeur 1,2 *m*. L'assèchement rapide de ces fosses est nécessaire.

Remises à locomotives. Portes $\geqq$ 4,80 *m* de haut et 3,35 *m* de large. — Les parties de la charpente en bois dans le voisinage des cheminées des locomotives doivent être à une hauteur $\geqq$ 5,8 *m* au-dessus des rails. L'échappement de la fumée et de la vapeur se fait par cheminées et ouvertures d'échappement pratiquées dans la toiture. — (On peut aussi faire évacuer la fumée par le centre.)

Entre les rails, il y a des fosses de travail de 0,7 à 0,85 *m* de profondeur asséchées par conduits souterrains. — Les fenêtres doivent être grandes et descendre jusque près du sol. — Tout autour de chaque locomotive doit régner un espace suffisant pour le service de la locomotive. — Dans les remises, il faut des conduits avec bouches à eau (une bouche à eau ou plus pour 2 locomotives).

Il est inutile d'avoir dans la remise des grues hydrauliques s'il en existe dans le voisinage. La remise doit être pourvue d'appareils de chauffage (fourneaux transportables ou cages à coke). A chaque remise, il est bon d'annexer des chambres pour personnel, matériel, etc.

Pour une locomotive de *l m* (au maximum 15 *m* avec le tender), il faut une *longueur intérieure* de remise de $l + 3$ *m* (18 *m*) ; pour deux locomotives l'une derrière l'autre, $2\ l + 4$ *m* (34 *m*) ; pour 3, $3\ l + 5$ *m* (50 *m*) ; on ne place jamais plus de 3 locomotives les unes derrière les autres sans en même temps disposer des portes sur les deux faces latérales de la remise ; il est à remarquer que déjà le nombre 3 est une limite qui n'est pas exempte d'incommodités.

La *distance entre axes de voies* consécutives est de 5 à 5,5 *m* ($\geqq$ 4,7 *m*) ; de l'axe de la voie à la paroi 3,25 à 3,5 *m*. — Le sol est carrelé ou pavé en pierres naturelles résistantes. — Les châssis des fenêtres doivent être en fer. (*C. T.*)

La position des remises doit être telle qu'il y ait communication commode, principalement avec les trains à voyageurs. Le nombre et la grandeur des remises à locomotives se déterminent de façon qu'ensemble elles puissent contenir les $\frac{3}{4}$ de la totalité des machines de traction. — Les remises rectangulaires avec transporteurs à l'intérieur sont les plus économiques lorsqu'elles doivent contenir un grand nombre de locomotives ; ce sont les remises de cette forme qui sont les plus faciles à chauffer, tandis que les remises polygonales sont les plus difficiles, par suite de la grande hauteur inté-

rieure. Souvent, lorsque l'espace dont on dispose est restreint, on installe des remises annulaires de préférence aux remises polygonales, d'abord pour la plus grande facilité de chauffage, puis parce qu'elles se prêtent à des agrandissements postérieurs et que l'accès en est plus facile.

Les *remises à voitures* ne sont nécessaires que pour les wagons à voyageurs, principalement dans les gares terminales et dans les gares de raccordement importantes ; en dehors de cela, on peut s'en passer. Il est à désirer qu'elles soient en communication commode avec les voies principales ; souvent le transport s'effectue par chariots sans fosse. Les dimensions des portes sont les mêmes que dans les remises à locomotives ; distance entre axes de voies consécutives $= 4{,}40\ m$, mieux $= 4{,}7\ m$. Distance des axes des voies extérieures aux parois $\geqq 3\ m$. — Longueur intérieure nécessaire à 1 wagon de $l\ m$ de long $= l + 2{,}5\ m$; pour 2 wagons, il faut $2\ l + 3\ m$; pour 3 wagons, $3\ l + 3{,}5\ m$. Il convient d'établir des appareils de chauffage et des conduits d'eau.

Dans chaque gare il doit y avoir pour combattre les *incendies* des *appareils* que l'on doit remiser en lieux sûrs, et visiter périodiquement.

Il faut assurer l'*assèchement* de toute la gare, principalement des puisards, des caves, etc., par des tuyaux d'assainissement ou drains.

Les gares doivent être *clôturées* suivant les besoins.

Pour les *ateliers de réparations*, voir page 736.

B. MATÉRIEL ROULANT

I. LOCOMOTIVES

Généralités. Par rapport au service, les locomotives se rangent :

1. en machines express et à voyageurs,
2. « mixtes,
3. « à marchandises,
4. « de montagne ou pour fortes rampes,
5. « de manœuvres.

Dans le tableau suivant se trouvent les dimensions les plus importantes des locomotives actuellement en usage :

	Locomotives express et à voyageurs.	Locomotiv. normales prussiennes pour trains à voyageurs.	Locomotives mixtes.		Locomotives à marchandises.	Locomotiv. normales prussiennes pour trains à marchandises.	Locomotives de montagne.	Locomotives de manœuvres.
Nombre des axes.....	3	3	2	3	3	3	4	2
Nombre des axes couplés..	2	2	2	2	3	3	4	2
Diamètre des roues motrices, en *m*.....	1,6—2,0	1,73	1,3—1,6	1,3—1,6	1,2—1,4	1,33	1,1—1,2	1,0—1,2
Diamètre des roues de charge, en *m*	1,0—1,2	1,13	—	1,0	—	—	—	—
Écartement des essieux, en *m*.....	4,0—5,6	4,4	2,5—2,8	3,2—4,6	3,0—4,4	3,4	3,5—4,0	2,2—2,4
Diamètre des cylindres, en *m*	0,40—0,44	0,42	0,38—0,44	0,42—0,44	0,42—0,48	0,45	0,45—0,51	0,2—0,4
Course des pistons, en *m*..	0,50—0,60	0,56	0,50—0,60	0,50—0,60	0,60—0,66	0,63	0,60—0,68	0,50—0,60
Surface de chauffe totale, en m^2.....	75—120	92	75—90	90—120	90—130	125	100—200	50—100
Surface de grille totale, en m^2.....	1—1,8	1,8	1—1,3	1,2—1,8	1,1—2,0	1,53	1,3—2,0	0,7—1,1
Poids total, en service, en *t*	25—38	37	24—28	25—38	30—41	38	38—48	22—43
Vitesse de locomotion en *km* à l'heure.....	50—90	50 — 90	30—45	30—50	25—35	30—45	15—25	—

Outre la classification ci-dessus, il existe une foule d'autres méthodes de classification se basant soit sur la construction, soit sur la position relative de certaines pièces de la machine.

Ainsi on distingue les *machines-tenders*, portant elles-mêmes leur charbon et leur eau, des machines à tenders spéciaux (ou séparés).

Suivant que le *châssis est intérieur ou extérieur* aux roues, on a des *locomotives à châssis intérieur* ou *à châssis extérieur*.

Cette dernière disposition est connue sous le nom de système Hall.

Les machines sont également classifiées:

1° Suivant le nombre des cylindres,

2° Suivant la position de ceux-ci relativement aux châssis (locomotives à cylindres intérieurs ou à cylindres extérieurs),

3° Suivant la position des cylindres relativement à l'horizontale,

4° Suivant l'emploi ou le non-emploi des cylindres dits « compound ».

Enfin, il y a des différences importantes dans les locomotives pour ce qui concerne la fixation des essieux : les fusées peuvent être fixées invariablement dans les boîtes à graisse, ou bien les axes peuvent se déplacer latéralement d'une certaine quantité, ou bien encore les axes peuvent tourner d'un certain angle autour d'un point fixe.

Nous donnons ci-après les règlements allemands concernant les cotes de largeur et de hauteur du matériel roulant :

R. p. C. Toutes les parties fixes des locomotives, tenders, voitures à voyageurs, wagons-postes, fourgons et wagons à marchandises, en un mot les parties fixes de tous les véhicules doivent rester à l'intérieur du profil ci-dessous indiqué : A partir de 0,130 (0,100) *m* jusqu'à 0,430 au-dessus des rails ce profil laisse entre lui et le profil de libre passage (fig. 327) un jeu de 0,050 *m* ; de 0,430 *m* jusqu'à 3,200 *m* au-dessus des rails, ce profil a une largeur totale de 3,150 *m* soit 1,575 *m* de part et d'autre de l'axe de la voie. A 3,700 *m* au-dessus des rails cette demi-largeur n'est plus que de 1,300 *m* et à 4,150 *m* elle est de 0,850 *m*. Les contours du profil sont rectilignes.

Au-dessus de 4,150 *m*, il ne doit se trouver que les cheminées des locomotives et les vigies vitrées qui ne doivent pas dépasser la cote de 4,570 *m* à partir du niveau des rails, mais qui doivent être construites de telle sorte qu'elles puissent être ramenées au moins à la cote 4,150 *).

Dans les wagons-lits et les wagons de luxe pour les grands parcours en trains rapides et pour les fourgons à bagages faisant même service, la largeur du profil qu'il ne faut pas dépasser est de 3,150 *m* jusqu'à une hauteur de 3,540 *m* au-dessus des rails; à 3,820 *m*, la largeur du dit profil comporte 2,820 *m*, et la ligne de fermeture du profil à 4,570 *m* au-dessus des rails mesure 1,580 *m*. Les contours du profil sont rectilignes comme précédemment.

Dans la zone de 0,130 (0,100) *m* de hauteur au-dessus des rails, il ne doit y avoir en dehors des roues que les chasse-pierres, les tuyaux à sable, les chaînes de sûreté et les attelages ; les parties couvertes par le profil de la roue (chasse-pierres, tuyaux à sable) doivent se trouver au moins à 50 *mm* au-dessus des surfaces de roulement ; les chaînes de sûreté et les attelages peuvent descendre au plus à 75 *mm* au-dessus des mêmes surfaces.

Remarque. Pour les locomotives destinées exclusivement à des parcours déterminés les prescriptions ci-dessus ne sont pas obligatoires.

---

*) En France la hauteur totale de la locomotive ne peut dépasser 4,250 *m* au-dessus des rails, la hauteur libre des ouvrages d'art étant 4,300 *m*.

Les chaudières de locomotives sont toujours des chaudières à tubes dits horizontaux dans lesquelles on cherche à avoir dans un petit espace la surface de chauffe la plus grande possible. La chaudière se divise en trois parties principales :

1° Le foyer ou boîte à feu avec son enveloppe,

2° Le corps de la chaudière avec les tubes à feu,

3° La boîte à fumée avec la cheminée.

Surface de la grille. Si B représente la quantité de combustible en kg à brûler sur la grille par heure, et R la superficie de celle-ci, exprimée en m^2, on a :

$$R = \frac{B}{300} \text{ à } \frac{B}{500}.$$

Le dénominateur le plus grand a rapport à la houille en gros fragments et le plus petit, au menu charbon (poussier). L'épaisseur de la couche de charbon la plus avantageuse à placer sur la grille doit être déterminée expérimentalement une fois pour toutes.

Désignons par F la force de traction nécessaire pour remorquer un convoi (machine, tender et wagons) sans tenir compte des frottements de la machine, et soit v, la vitesse du train, exprimée en m par seconde, on a aussi :

$$R = \frac{Fv}{10000} \text{ à } \frac{Fv}{16000}.$$

Encore ici, le grand dénominateur a rapport au gros charbon et le petit dénominateur au menu charbon.

Surface de chauffe. On fait distinction entre la surface de chauffe directe et la surface de chauffe indirecte ; dans celle-ci, la chaleur est transmise seulement par le contact des gaz chauds échappés du foyer, tandis que dans celle-là, il faut, à la chaleur transmise par contact, ajouter la chaleur de rayonnement.

Si H représente la surface de chauffe totale en m^2, on prend à peu près

$H = \frac{1}{300} Fv$ dans les machines express,

$H = \frac{1}{250} Fv$ dans les machines à voyageurs,

$H = \frac{1}{190} Fv$ dans les machines à marchandises,

$H = \frac{1}{160} Fv$ dans les machines pour fortes rampes.

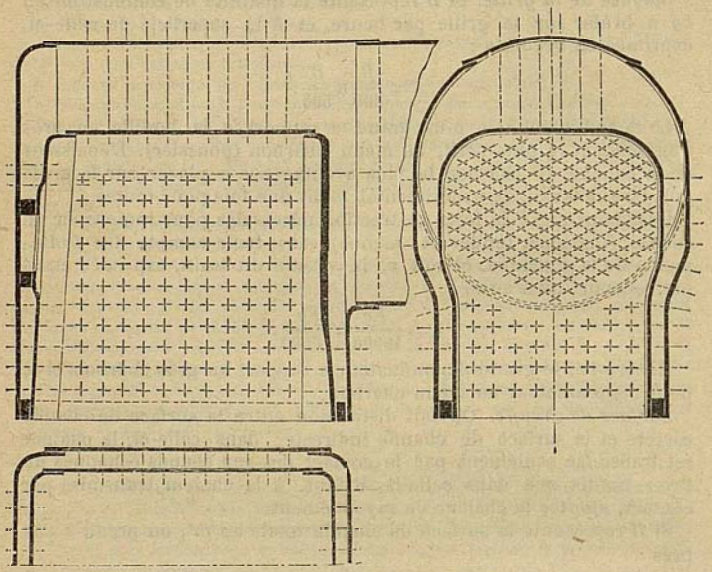
Boîte à feu et son enveloppe. On distingue la boîte à feu (intérieure) de son enveloppe ou boîte à feu extérieure. (Les figures 391 a — c représentent la boîte à feu et l'enveloppe du foyer des machines à marchandises des chemins de fer de l'État prussien, etc.)

La boîte à feu a ordinairement la forme d'un parallélipipède limité

à sa partie supérieure par une tôle plane (ciel ou plafond de la boîte à feu) et à sa partie inférieure par la grille. Sa longueur est en moyenne de 1 à 2 *m* et sa largeur de 0,95 à 1,35 *m*.

Dans la face arrière de la boîte à feu, se trouve la porte du foyer, et dans la face avant ou plaque tubulaire, se trouvent engagés les tubes calorifères.

Fig. 391 *a—c*.



Le plus souvent la boîte à feu est en cuivre ; la tension de la vapeur étant de 8 à 12 atmosphères, l'épaisseur de la plaque tubulaire est d'environ 26 *mm* et celle des autres parois d'environ 16 *mm*.

Les arrondis des faces latérales avec le plafond doivent avoir des rayons d'environ 200 *mm* (minimum = 50 *mm*) et les autres angles doivent être arrondis suivant rayons d'environ 50 *mm* (minimum = 20 *mm*).

Habituellement le ciel et les parois latérales sont des tôles plates rivées aux parois avant et arrière recourbées à angle droit à cet effet.

Boîte à feu extérieure. L'épaisseur des tôles en fer constituant la boîte à feu extérieure est de 15 *mm* ; les angles doivent être arrondis suivant des rayons d'au moins 50 *mm*.

Le ciel de la boîte à feu extérieure est fait suivant un demi-cercle ou suivant un plan. La boîte à feu extérieure peut être ou bien au même niveau que le corps de la chaudière, ou bien surélevée par rapport à celui-ci.

Consolidation ou ancrage de la boîte à feu avec son enveloppe. Le ciel de la boîte à feu intérieure et celui de la boîte à feu extérieure doivent être renforcés entre eux d'une façon particulière s'ils sont plans. A cet effet, on fait usage d'*armatures* ou d'*entretoises de ciel.*

Les armatures ne sont employées que pour les ciels des boîtes à feu. Ce sont des poutrelles ordinaires en fer supportant la pression exercée sur le plafond et la reportant sur les parois verticales.

Ordinairement ces poutrelles sont disposées dans le sens longitudinal de la chaudière; quelquefois cependant on les dispose transversalement.

Il est bon de soulager la boîte à feu en suspendant les armatures à l'enveloppe du foyer.

La consolidation par entretoises exige un plus faible poids de matériaux que celle par armatures.

Les entretoises de ciel sont ordinairement en fer; elles sont filetées à une ou aux deux extrémités, ou bien elles sont rivées aux deux extrémités.

Pour un diamètre de 30 *mm* elles sont distantes de 100 à 110 *mm*. En dehors des plafonds ou ciels, il faut relier entre elles les parois planes des boîtes à feu extérieure et intérieure. A cet effet, on prend des entretoises, ordinairement en cuivre, de 22 à 26 *mm* de diamètre au fond du filet que l'on rive à 100 — 110 *mm* les unes des autres; au lieu de river les entretoises, on peut simplement mater les extrémités. Pour découvrir facilement la rupture d'une entretoise, on la perce; le plus souvent le perçage s'effectue à partir de la paroi extérieure.

Soient:

l la distance entre les axes des entretoises, en *cm*,

e l'épaisseur de la tôle, en *cm*,

p la pression effective de la vapeur, en atmosphères,

k la plus grande tension admissible dans la tôle, on a :

$$l = e\sqrt{\frac{2k}{p}}.$$

L'épaisseur des parois latérales de la boîte à feu intérieure est la même 1,5 fois plus grande que celle de la boîte à feu extérieure.

Pour rendre rigide la paroi antérieure du foyer, on introduit de courtes armatures spéciales au-dessous des tubes calorifères.

La consolidation de la partie supérieure de la paroi postérieure de l'enveloppe du foyer se fait le plus souvent au moyen d'une tôle horizontale reliant cette paroi aux parois latérales.

Les boîtes à feu intérieure et extérieure sont reliées entre elles dans leur partie intérieure au moyen d'un fer à double rivure.

Porte du foyer. L'ouverture pour l'introduction du combustible dans le foyer est en général ovale, on la fait aussi circulaire, quelquefois quadrangulaire avec forts congés dans les angles. Cette ouverture est fermée au moyen d'une porte à charnières ou à glissières doublée intérieurement d'une tôle protectrice.

La *grille* est ordinairement horizontale, mais on la dispose aussi suivant un plan incliné. Cette dernière disposition de la grille se trouve principalement dans le cas où il y a un essieu sous la boîte à feu.

Le jeu entre les barreaux de la grille pour l'entrée dans le foyer de l'air nécessaire à la combustion, dépend de la grosseur du combustible ; pour la houille, il varie de 3 à 15 *mm* ; pour le coke, de 6 à 8 *mm* ; pour le bois, il est de 5 *mm* ; pour la tourbe, de 15 *mm*.

Les barreaux de grille sont en fonte ou en fer.

S'ils sont en fer, on fait usage de fers profilés ou de fers plats entièrement bruts. Il faut alors disposer en conséquence les coussinets ou loges des barreaux.

Dans le cas de chauffage à la houille, on peut employer indifféremment des barreaux en fer ou des barreaux en fonte ; dans le chauffage au coke, par contre, il est préférable de faire usage du fer.

Cendrier. Au-dessous de la boîte à feu se trouve le cendrier destiné à recueillir le combustible incandescent tombant du foyer. Ce cendrier porte dans sa partie antérieure (fréquemment aussi dans sa partie postérieure) un clapet mobile pouvant être manœuvré par le mécanicien et servant d'appareil de réglage pour l'introduction du comburant (air) et par conséquent pour la production de la vapeur.

Le *corps de la chaudière* se fait habituellement en fer ou en acier.

Le diamètre des chaudières varie de 1 à 1,4 *m* et leur longueur de 3,5 à 5 *m*.

La plus grande production de vapeur s'obtient en prenant un corps de chaudière court et en augmentant le plus possible le nombre des tubes.

Les chaudières de grande longueur avec peu de tubes ont une moins grande puissance de vaporisation, mais elles sont meilleures au point de vue économique parce qu'elles utilisent mieux le combustible.

L'épaisseur des parois des chaudières en tôle de fer doit être prise égale à

$$e = \frac{d}{1000} p,$$

où

d représente le diamètre de la chaudière en *cm*,

p la tension effective de la vapeur en atmosphères
e l'épaisseur des parois.

Il ne doit pas se trouver de rivures au point le plus bas de la chaudière et l'enroulement des tôles doit se faire dans le sens du laminage.

Le dôme se trouve le plus souvent à l'avant du corps de la chaudière ; il sert à l'emmagasinage de la vapeur sèche ; il contient habituellement le régulateur. Son diamètre est de 0,6 *m* à 0,7 *m* ; sa hauteur est d'environ 0,9 *m*.

Dans les chemins ferrés à pentes très favorables, le dôme peut être supprimé. Des considérations de répartition de charge sur les axes de la locomotive forcent quelquefois à rapprocher le dôme du tender. La chaudière est fermée en avant par la plaque tubulaire. Celle-ci est consolidée partie par les tubes calorifères et partie par une tôle horizontale reliée au corps de la chaudière.

Autrefois, les tubes calorifères se faisaient en laiton, mais maintenant on les fait habituellement en fer.

Le diamètre extérieur varie de 40 à 52 *mm* et l'épaisseur de paroi, de 2 à 3 *mm*. Le nombre des tubes varie entre 150 et 240. Les tubes calorifères laissent entre eux un jeu de 16 à 23 *mm*.

Les tubes sont disposés de manière que leurs centres se trouvent sur un hexagone régulier dont deux côtés sont verticaux.

Boîte à fumée. A l'extrémité antérieure du corps cylindrique se trouve la boîte à fumée que l'on fait environ de même longueur que les cylindres ; elle est fermée en avant par une porte qui doit être de dimensions telles que l'on puisse commodément enlever et nettoyer les tubes. Lorsque la disposition de la machine le permet, on ménage dans la paroi inférieure de la boîte à fumée une ouverture fermée par une porte, afin de pouvoir enlever les cendres. La boîte à fumée a un diamètre égal ou supérieur à celui du corps cylindrique de la chaudière.

La cheminée est en tôle ou en fonte. Lorsque la cheminée est cylindrique, elle est ordinairement en tôle ; et lorsqu'elle est conique, elle est le plus souvent en fonte. Le raccordement de la cheminée avec la boîte à fumée doit se faire suivant de grands congés.

La forme conique est meilleure au point de vue du tirage que la forme cylindrique, car, par un choix convenable des dimensions, on peut, avec la même quantité de vapeur, faire passer par une cheminée conique une quantité d'air 1,15 fois plus grande que par une cheminée cylindrique.

Soient :

S_t la section totale des tubes calorifères,

S_c la section constante (cheminées cylindriques) ou la section minima de la cheminée (cheminées coniques),

S_s la section du souffleur ;

pour les cheminées cylindriques, on a :

$$\frac{S_s}{S_t} = \frac{1}{32} \text{ et } \frac{S_c}{S_t} = 0{,}47 ;$$

pour les cheminées coniques,

$$\frac{S_s}{S_t} = \frac{1}{23} \text{ et } \frac{S_c}{S_t} = 0{,}36$$

Le souffleur doit déboucher un peu au-dessus de la dernière rangée de tubes calorifères. La tangente de l'angle des génératrices du souffleur avec l'axe de celui-ci doit être prise, lorsque c'est possible, entre $\frac{1}{7}$ et $\frac{1}{10}$. L'arête supérieure du souffleur doit être la plus tranchante possible, de manière à assurer le contact intime de la vapeur et des gaz. Le souffleur doit déboucher au-dessous de l'origine de la cheminée cylindrique à une distance à peu près égale au diamètre de la cheminée.

Dans le cas d'une cheminée conique, on calcule le plus petit diamètre d au moyen du rapport $\frac{S_c}{S_t}$, précédemment donné, et on place la section la plus petite de la cheminée à $\frac{5}{3}d$ au-dessus de l'arête supérieure du souffleur.

La section supérieure maxima a un diamètre de $\frac{5}{3}d$ et se trouve à une distance de 4 d au-dessus de la section minima.

L'arête supérieure du souffleur est à environ $\frac{5}{9}d$ au-dessous de l'arête inférieure de la cheminée.

En vue des congés, on augmente le diamètre de la plus petite section de manière que la cheminée conique soit cylindrique sur une longueur de $\frac{d}{2}$.

Le diamètre de la section inférieure de la cheminée se prend le plus grand possible et l'on raccorde cette section à la section minima suivant des arcs de cercle tangents à la partie cylindrique de la cheminée.

Les règlements de police des différents pays prescrivent d'installer sur le passage des gaz chauds, dans la boîte à fumée ou dans la cheminée, des appareils destinés à empêcher les flammèches de s'échapper de la cheminée. — Ces appareils sont de deux sortes : ils peuvent avoir pour mission de retenir dans la boîte à fumée toutes les particules de charbon incandescentes ou bien d'éteindre ces particules ; de là, il existe des *appareils capteurs* et *extincteurs*.

Ordinairement l'appareil consiste en un treillis ou grille métallique qui se place, dans la boîte à fumée, au-dessus des tubes, mais au-dessous de l'échappement de vapeur.

Le treillis ou la grille peut-être en tôle ou faite au moyen de bar-

reaux de fer. Les tôles sont percées de trous de 8 *mm* espacés de 13 *mm* d'axe en axe. Dans le cas de barreaux (fers plats), ceux-ci laissent entre eux un espace d'environ 6 *mm*.

Appareils d'alimentation. Chaque chaudière doit posséder au moins deux appareils d'alimentation tout à fait indépendants l'un de l'autre, et capables de fournir chacun à la locomotive l'eau qui lui est nécessaire. En outre, il faut qu'un des appareils puisse alimenter la locomotive au repos, de manière à pouvoir obtenir toujours le niveau désirable dans la chaudière. Autrefois, on employait comme appareils d'alimentation des pompes aspirantes et foulantes, tandis que, maintenant, on fait usage d'injecteurs dans la plupart des cas.

Dans les pompes aspirantes et foulantes, on fait la distinction entre celles à grande et celles à petite course. Les pistons des pompes à grande course sont commandés directement par les têtes des pistons à vapeur et ceux des pompes à petite course par l'un des excentriques (habituellement par l'excentrique pour la marche arrière). Comme ces pompes ne marchent pas lorsque la locomotive est au repos, il faut, dans ce cas, introduire un troisième appareil d'alimentation à commande indépendante.

Si l'on fait usage d'injecteurs, ce troisième appareil devient inutile.

Il existe des injecteurs aspirants et des injecteurs non aspirants. Ces derniers doivent être installés au-dessous de la caisse à eau du tender. Si dans cette situation, l'injecteur n'est pas suffisamment protégé contre la gelée, il faut faire usage d'injecteurs aspirants.

Chaque chaudière de locomotive doit être munie d'au moins deux appareils, indépendants l'un de l'autre, qui permettent de contrôler avec sécurité le niveau de l'eau dans la chaudière.

L'indicateur de niveau se trouve en général dans la partie gauche de la paroi arrière de la boîte à feu extérieure, tandis que les robinets d'essai se trouvent à droite.

Les *manomètres* sont employés essentiellement sous deux formes: sous la forme de ressorts ondulés (plaque gaufrée) et sous la forme de ressorts en forme de tube. Dans les premiers, la pression de la vapeur s'exerce sur une tôle ondulée, en acier, dont la déformation se transmet à un mécanisme spécial, permettant de lire commodément à un indicateur, la pression de la vapeur correspondant à la déformation de cette tôle: dans les manomètres tubulaires, la vapeur entrant dans un tube annulaire à section ovale, déforme ce tube, et un indicateur gradué permet de lire la pression de la vapeur correspondant à la déformation.

Il est convenable de relier la chaudière au manomètre au moyen d'un tube recourbé vers le bas, afin que les parties déformables du manomètre soient constamment en contact avec l'eau et non avec la vapeur.

Les *soupapes de sûreté* sont maintenues sur leurs sièges par des charges agissant directement, ou bien par l'intermédiaire de leviers.

— Dans le cas de leviers, les charges sont engendrées par des poids ou ressorts.

Les ressorts sont plus souvent employés que les poids à cause de la trépidation de la locomotive.

Le désavantage des ressorts, c'est qu'à mesure que la soupape se lève, la charge agissant sur celle-ci augmente ; ce désavantage disparaît lorsque le ressort est construit d'après le principe du peson Meggenhofen.

Dans le cas de charges directes, on se sert de ressorts.

Il est bon de faire un contrôle de la charge au moyen d'un peson.

Il est convenable que la surface de passage de la vapeur au travers de la soupape comporte environ $\frac{1}{10000}$ à $\frac{1}{12000}$ de la surface de chauffe totale.

Chaque locomotive doit être munie d'un *sifflet à vapeur* ; les locomotives destinées à parcourir les chemins à rampes longues et fortes, sont munies quelquefois de deux sifflets dont l'un sert à certains signaux de freins.

Il est nécessaire que les chaudières soient munies de *robinets de vidange* et *d'ouvertures de nettoyage* pour pouvoir enlever l'eau de la chaudière et débarrasser celle-ci des dépôts que l'eau y a formés.

Régulateur. L'introduction de la vapeur dans les cylindres ou l'interception se fait au moyen du régulateur qui se place dans le dôme (lorsqu'il y en a un).

Les *tuyaux d'introduction* de vapeur dans le cylindre ont une section de $\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{15}$ de la surface du piston. (Section du tuyau commun dans la chaudière $= \frac{2}{15}$ de la surface du piston.)

La section des *tuyaux d'échappement* est en général un peu plus grande que celle des tuyaux d'admission ; il ne faut en tout cas pas la faire plus petite.

Le *souffleur* est à section constante ou à section variable. Dans le premier cas, les tuyaux d'échappement se réunissent ordinairement au-dessus des tubes calorifères et on donne à la gueule du souffleur la section indiquée plus haut (page 700) en ayant soin de donner au souffleur lui-même une conicité convenable. Les souffleurs à section d'échappement variable sont de plusieurs sortes : On emploie souvent la disposition dite « à bouche de grenouille » dans laquelle deux clapets se meuvent entre deux parois fixes ; on peut aussi faire varier la section au moyen d'une poire mobile se trouvant à l'intérieur du souffleur.

Enveloppe ou chemise de la chaudière. La chaudière est entourée de feuilles de tôle de 2 à 3 *mm* d'épaisseur placées à une certaine distance du corps de la chaudière et destinées à protéger celle-ci contre les déperditions de chaleur. Cette tôle doit être placée à une distance telle que les rivets de la chaudière ne la touchent en aucun point.

Pour ce qui concerne les décrets ministériels relatifs aux chaudières de locomotives, voir l'appendice de cet ouvrage.

Travail de résistance qu'un convoi de chemin de fer oppose à son mouvement.

La résistance d'un train se compose de celle de la locomotive, de celle du tender et de celle des wagons.

La résistance du tender étant de même nature que celle des wagons, on peut réunir ces deux résistances en une seule.

Dans les résistances des véhicules de chemin de fer, il faut distinguer d'une façon générale, les résistances sur les parcours rectilignes et horizontaux des résistances engendrées par les rampes et par les courbes.

Les résistances dans les parcours rectilignes et horizontaux se composent :

1° Du frottement des essieux sur leurs coussinets,

2° Du frottement de roulement,

3° Des résistances dues au manque de régularité de la voie,

4° De la résistance de l'air.

Le coefficient de frottement des fusées sur leurs coussinets comporte environ 0,01.

La résistance totale dans un parcours rectiligne et horizontal, et pour le cas de wagons vides et d'une petite vitesse, est à peu près le double de celle correspondant à un convoi chargé, de même poids.

Résistance des wagons et du tender. La résistance, en *kg* W_1 du train (wagons et tender) est :

$$W_1 = (1{,}5 + \frac{1}{1000} v^2) \frac{Q}{1000}.$$

où v représente la vitesse du convoi, en *km* à l'heure, et Q le poids du train, en *kg*.

La résistance w_1 en *kg* par tonne du poids du convoi est par conséquent

$$w_1 = 1{,}5 + \frac{1}{1000} v^2.$$

Dans des conditions défavorables comme par exemple : fort vent latéral, position défectueuse de la voie, wagons vides dans le train, les valeurs de W_1 et w_1 peuvent surpasser celles des formules ci-dessus de 50 0/0 et plus.

Lorsque $\frac{1}{n}$ représente la pente, la résistance W_2 en *kg*, engendrée par cette pente, et la résistance w_2, en *kg* par t, sont :

$$W_2 = \frac{1}{n} Q ;$$

$$w_2 = \frac{1000}{n}.$$

D'après des expériences faites en Bavière la résistance due à une courbe est :

$$W_3 = \frac{0,65}{R-55} Q \text{ ; ou en } kg \text{ par tonne :}$$

$$w_3 = \frac{0,65}{R-55} 1000.$$

où R représente le rayon de la courbe, en m.

L'expression générale de la résistance totale opposée au mouvement d'un train (non compris la locomotive) est par conséquent :

$$W = W_1 \pm W_2 + W_3 \text{ ; ou en } kg \text{ par tonne :}$$

$$w = w_1 \pm w_2 + w_3,$$

$$W = (1,5 + \frac{1}{1000} v^2) \frac{Q}{1000} \pm \frac{1}{n} Q + \frac{0,65}{R-55} Q,$$

$$w = 1,5 + \frac{1}{1000} v^2 \pm \frac{1000}{n} + 1000 \frac{0,65}{R-55}.$$

Le signe + a rapport à la montée et le signe — à la descente.

Les résistances opposées au mouvement de la locomotive sont de deux sortes :

1° Celles engendrées par la locomotive considérée comme véhicule ;

2° Celles engendrées par la locomotive considérée comme machine à vapeur.

Soient :

Q_l le poids de la locomotive, en kg,

v la vitesse, en km par heure,

n_1 le nombre des axes accouplés,

$\frac{1}{n}$ la pente,

R le rayon de la courbe, en m,

W_l la résistance, en kg,

w_l la résistance, en kg par t du poids de la locomotive, on a :

$$W_l = (4\sqrt{n_1} + \frac{2}{1000} v^2) \frac{Q_l}{1000} \pm \frac{1}{n} Q_l + 2 \frac{0,65}{R-55} Q_l,$$

$$w_l = 4\sqrt{n_1} + \frac{2}{1000} v^2 \pm \frac{1000}{n} + 2 \frac{0,65}{R-55} 1000.$$

Travail de traction de la locomotive.

Soient :

F la force de traction, en kg, réduite à la circonférence des roues motrices,

p_i la pression moyenne utile, exprimée en atmosphères et agissant sur le piston,

d le diamètre des pistons, en *cm*,
l la course des pistons, en *cm*,
D le diamètre des roues motrices en *cm*, on a :

$$F = \alpha p_i \frac{d^2 l}{D},$$

α est un coefficient tenant compte des frottements de la machine et variant de 0,7 à 0,8 suivant que le degré d'admission augmente de $\frac{1}{10}$ à $\frac{7}{10}$.

Désignons par p la pression dans les cylindres pendant la période d'admission, alors

pour un degré d'admission de 0,2 0,3 0,4 0,5,

$$\text{on a : } \frac{p_i}{p} = 0{,}4 \ 0{,}5 \ 0{,}6 \ 0{,}7.$$

Dans les machines à marchandises, on peut supposer la pression p environ égale à la tension de la vapeur dans la chaudière ; pour les trains rapides, p ne comporte que les $\frac{9}{10}$ de cette tension.

Variation de la force de traction pendant un tour des roues motrices. Les poids dont il faut charger les axes moteurs pour qu'il n'y ait pas patinement sont à déterminer pour le maximum de la force de traction dans une révolution des roues motrices.

La force P transmise par le piston est supposée constante pendant la course entière.

Soient :
l la course des pistons,
D le diamètre des roues motrices,
L la longueur des bielles.

Le minimum de la force de traction a lieu lorsqu'une des manivelles se trouve en l'un de ses points morts ; alors on a :

$$F = P \frac{l}{D}.$$

Un maximum a lieu chaque fois que les deux manivelles forment un angle de 45° avec la ligne droite joignant les points morts, ou, ce qui revient au même, lorsqu'elles se trouvent chacune au milieu d'un quadrant.

Désignant le quadrant arrière au-dessus de l'horizontale par I, les quadrants suivants dans le sens de rotation de la manivelle (marche avant) par II III, IV, on a les valeurs suivantes pour les maxima de F dans les différents quadrants :

Les manivelles se trouvent dans les quadrants	$F=$	Les manivelles se trouvent dans les quadrants	$F=$
I et II	$P\frac{l}{D}\sqrt{2}$	III et IV	$P\frac{l}{D}\sqrt{2}$
II et III	$P\frac{l}{D}\left(\sqrt{2}+\frac{l}{2L}\right)$	IV et I	$P\frac{l}{D}\left(\sqrt{2}+\frac{l}{2L}\right)$

Donc, pour une révolution entière, la force de traction maxima a lieu lorsque les deux manivelles inclinées vers les cylindres forment toutes deux un angle de 45° avec les tiges des pistons.

Accroissement de la force de traction lors de la mise en marche.

Soient :

F_a la force de traction moyenne lors de la mise en marche, en kg,

W_a la résistance correspondant à une faible vitesse (vitesse initiale), en kg,

W_l la résistance correspondant à la vitesse de permanence *), en kg,

v la vitesse de permanence *), en m par seconde,

Q le poids, en kg, du convoi entier (machine, tender et wagons),

t le nombre des secondes que le train met pour atteindre la vitesse de permanence,

g l'accélération de la pesanteur $= 9{,}81\ m$,

s le chemin parcouru par le train avant d'être animé de la vitesse v ; on a :

$$F_a = \frac{Q}{g}\frac{v}{t} + \frac{1}{3}(W_l + 2W_a),$$

ou

$$t = \frac{Qv}{g\left(F_a - \frac{1}{3}[W_l + 2W_a]\right)}$$

Ces formules supposent un mouvement uniformément accéléré, c'est-à-dire $s = \frac{vt}{2}$.

Si l'on veut des résultats plus exacts, il faut faire usage de la formule

$$t = \frac{Q}{2g\sqrt{bQ\,(F-aQ)}}\ \text{log nat}\ \frac{\sqrt{\frac{F-aQ}{bQ}}+v}{\sqrt{\frac{F-aQ}{bQ}}-v},$$

*) = Vitesse pour laquelle l'équilibre entre la puissance et les résistances (utiles et passives) est établi.

qui suppose la relation

$$W = (a + bv^2)\,Q,$$

où a et b sont deux coefficients indépendants de la vitesse

Si F_m est le maximum de la force de traction pour une révolution entière des roues motrices, F_{am} sera le maximum de la même force pendant le temps de la mise en marche ; pour qu'il ne se produise pas de patinement, il faut que

$$F_{am} < fQ_r,$$

où f représente le coefficient du frottement entre roues et rails et Q_r le poids sur axes moteurs.

Cylindres. En conservant les notations page 705, le diamètre des cylindres

$$d = \sqrt{\frac{FD}{\alpha p_i l}}.$$

Les cylindres sont boulonnés sur le châssis. Si les cylindres sont à l'intérieur du châssis et des roues, il est convenable de fondre les deux en une seule pièce.

Pistons. Il est à recommander d'employer les pistons dits suédois, avec garniture métallique, c'est-à-dire avec anneaux en fonte entiers, coupés sur un point de leur circonférence, et appliqués contre les parois alésées du cylindre par leur élasticité propre ou par des ressorts intérieurs ; ces pistons sont simples, peu coûteux et donnent des résultats très satisfaisants.

Les *tiges des pistons* traversent quelquefois le fond avant des cylindres.

Distribution. Dans les locomotives, on emploie ordinairement la distribution par coulisse à un tiroir.

Les distributions en usage sont celles de Stephenson, de Gooch, d'Allan et de Heusinger de Waldegg (Walschaert) (voir pages 534 et suivantes). La distribution d'Allan est la plus employée.

Dans les trois premières distributions susmentionnées, les proportions moyennes sont : excentricité = 50 à 80 *mm* ; recouvrement extérieur = 15 à 30 *mm* ; recouvrement intérieur, = 0 à 10 *mm* ; angle d'avance du tiroir = 10 à 35°.

Dans le cas de tiroirs à lumières, les canaux d'admission ont une section $= \frac{1}{20}$ de la section du piston et $= \frac{1}{15}$ dans le cas de tiroirs à coquille ordinaires.

On prend la largeur *) des canaux 6 *mm* plus grande que la plus grande ouverture du tiroir, et leur longueur environ 50 à 80 *mm* inférieure au diamètre du cylindre.

Les *tiroirs* se font en bronze ou en fonte de fer. Les tiroirs en fonte donnent de très bons résultats lorsque la dureté du métal est

*) Mesurée dans le sens du mouvement.

convenablement choisie. Les tiroirs en bronze sont plus coûteux. Dans la fabrication des tiroirs, les alliages ne se sont pas toujours bien comportés, surtout dans des parcours à longues pentes. Les tiroirs partiellement équilibrés, qui en général sont à recommander, n'ont pas encore été appliqués aux locomotives. Il faut prendre garde à ce que le graissage des tiroirs soit bien assuré.

Le changement de marche doit pouvoir se faire par le moyen d'une pièce sous la main du mécanicien.

Cette pièce peut consister,

1° en un levier avec arc denté,

2° en une vis,

3° en une combinaison de 1° et 2°.

La commande par vis est à recommander pour toutes les locomotives sauf pour celles devant faire le service des gares, où la commande par levier est plus commode.

Pour obtenir la même résistance au mouvement des pièces de la distribution dans les deux directions, on introduit des contre-poids équilibrants.

Dans l'Amérique du nord, les contre-poids sont souvent remplacés par des ressorts.

Par rapport à la position de la distribution relativement au bâti (châssis), on distingue la distribution intérieure de la distribution extérieure. Dans le premier dispositif, toutes les pièces de la distribution se trouvent à l'intérieur du châssis ou cadre de la locomotive et la glace du tiroir se trouve dans un plan vertical. Dans le second dispositif, toutes les pièces de la distribution se trouvent en dehors du châssis et la glace du tiroir est dans un plan horizontal ou incliné. Dans l'Amérique du Nord, il y a des locomotives dans lesquelles une partie de la distribution (excentriques, coulisses) est intérieure et l'autre partie (tiroirs), extérieure.

Châssis. On distingue les châssis principaux et les châssis secondaires.

Les châssis principaux sont habituellement fixés à l'avant de la chaudière (boîte à fumée) d'une façon invariable. Les châssis secondaires au contraire peuvent se déplacer de quantités déterminées par rapport à la chaudière ; ils servent à recevoir certains groupes de roues. Suivant que les châssis sont en dedans ou en dehors des roues, on a des châssis intérieurs ou extérieurs.

Les châssis sont formés de une ou de deux tôles. Lorsqu'il n'y a qu'une tôle, il faut qu'elle ait de 25 à 35 *mm* d'épaisseur ; dans le cas où le châssis est composé de deux tôles, elles doivent avoir 8 *mm* d'épaisseur et être rivées à une distance l'une de l'autre de 50 *mm*. Dans les angles, il faut de bons arrondis pour éviter les ruptures.

Les châssis sont reliés d'une façon invariable à la boîte à fumée, par contre ils sont fixés à l'enveloppe du foyer de telle sorte qu'il

puisse se produire un glissement longitudinal du châssis par rapport à l'enveloppe. La hauteur des châssis au-dessus des boîtes à graisse ne doit pas être inférieure à 250 *mm*, elle peut atteindre 300 *mm*.

Les châssis ou trains de roues articulés sont employés dans les fortes courbes. Les trains articulés se présentent sous trois formes différentes.

1° Le point d'articulation se trouve entre deux axes ou au-dessus d'un axe,

2° Le point de rotation se trouve en avant ou en arrière des axes du train articulé,

3° Ou bien 1° et 2° peuvent être combinés.

Axes ou essieux. On distingue les axes moteurs des axes de charge ou essieux porteurs.

Les axes moteurs sont ceux mis en rotation directement par la machine, tandis que les axes porteurs sont ceux qui tournent par suite du mouvement du train et de l'adhérence des rails.

Les fusées d'essieux peuvent être en dehors ou en dedans des roues.

Le diamètre des axes en acier (aux moyeux dans le cas de fusées extérieures et aux tourillons dans le cas de fusées intérieures) est donné par la formule

$$d \text{ en } mm = 0{,}7\sqrt[3]{QD},$$

où Q est le poids sur l'essieu en *kg* et

D le diamètre de la roue en *mm*.

Ressorts de suspension. Ce sont généralement des ressorts à lames; pour égaliser l'effet des chocs et pour mieux répartir la charge, on peut relier les ressorts entre eux au moyen de balanciers.

Soient *) :

P la charge agissant à l'une des extrémités du ressort,

l la demi-longueur du ressort, en *mm*,

n le nombre des lames,

b leur largeur et,

h leur hauteur au point d'encastrement,

k la charge ou tension de la matière en *kg* par mm^2;

on a :

$$P = \frac{k}{6}\frac{nbh^2}{l} \text{ ou bien } n = \frac{6Pl}{kbh^2}.$$

La flèche f est :

$$f = \frac{6Pl^3}{Enbh^3},$$

où E représente le module d'élasticité de la matière composant le ressort.

*) Voir aussi page 318.

k peut être pris de 40 à 50 pour l'acier fondu.

La longueur des ressorts varie de 750 *mm* à 1100 *mm* pour une largeur de 90 *mm* et une épaisseur de 13 *mm*.

Contre-poids. Pour équilibrer les masses animées d'un mouvement rotatif, et celles à mouvement alternatif, on munit les roues motrices de contre-poids. La détermination du contre-poids peut se faire d'une manière simple d'après la formule de Stocker;

Soient à cet effet :

Q la grandeur du contre-poids,

G le poids, pour une machine, du piston, de sa tige, de sa tête, de la bielle, des manivelles avec manetons, des barres d'accouplement, ce poids étant supposé ramené au rayon de la manivelle. (Habituellement, le poids des pièces à mouvement rotatif est seul compté en entier, et ce n'est que $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{2}$ de celui des masses animées d'un mouvement de va et vient qui figure dans les calculs; la limite inférieure correspond aux machines à voyageurs et la limite supérieure à celles à marchandises. Les $\frac{3}{5}$ de la masse de la bielle doivent être considérés comme animés d'un mouvement rotatif.)

De plus, soient :

r le rayon de la manivelle,

r_1 la distance entre l'axe de rotation et le centre de gravité du contre-poids,

a la distance du plan de la roue au plan des masses à équilibrer (dans le cas de cylindres intérieurs, a est négatif),

b la distance entre les plans des roues en contact avec les rails (ou env. distance d'axe en axe des rails); on a :

$$Q = \frac{r}{r_1} G \left(1 \pm \frac{a}{b}\right)$$

Le contrepoids ne doit pas être diamétralement opposé à la manivelle, mais son centre de gravité doit se trouver sur un rayon faisant avec cette direction diamétrale un angle γ tel que

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{a}{a+b}.$$

Ici, on peut remarquer que dans le cas de cylindres extérieurs, la valeur de tg γ étant positive, la manivelle en avant fait avec le contrepoids correspondant un angle de $180° - \gamma$, et la manivelle en arrière, avec son contre-poids un angle de $180° + \gamma$. Le contraire a lieu (c'est-à-dire tg γ et γ sont négatifs), lorsque les cylindres sont intérieurs.

Dans les machines à cylindres extérieurs, on a environ :

$$G = 0{,}28\, S \ kg,$$

où S représente la section du piston en cm^2.

Voici quelques articles des conventions techniques de l'union des chemins allemands.

L'écartement des essieux extrêmes des locomotives doit être pris aussi grand que le permettent les conditions de la voie.

Dans les lignes ayant beaucoup de courbes en pleine voie, il ne faut pas que l'écartement des essieux fixes dépasse

2,800 *m*	pour courbes de	180 *m*	de rayon,
3,500 *m*	»	250 *m*	»
3,900 *m*	»	300 *m*	»
4,300 *m*	»	350 *m*	»
4,700 *m*	»	400 *m*	»
5,000 *m*	»	450 *m*	»
5,300 *m*	»	500 *m*	»
5,600 *m*	»	550 *m*	»
5,800 *m*	»	600 *m*	»
6,000 *m*	plus de 600 *m* de rayon.		

On recommande de graisser les boudins des roues des locomotives à essieux fixes pendant la marche.

Lorsque l'écartement des essieux extrêmes d'une locomotive montée sur 6 roues ou davantage, dépasse sensiblement les limites fixées plus haut, il convient d'employer des trains articulés ou des essieux qui peuvent adapter leur position aux courbes.

Poids. La charge par paire de roues ne doit pas dépasser 14000 *kg* (roues et essieux compris).

Répartition du poids. Pour la répartition du poids, il importe surtout de donner une charge suffisante à l'essieu de devant. L'essieu de devant des locomotives à trois essieux doit porter au moins $\frac{1}{4}$, le train mobile à deux essieux au moins $\frac{1}{3}$ du poids de la locomotive. Si l'essieu de derrière d'une locomotive à trois essieux est un essieu porteur, il ne doit pas supporter moins de 1/5 du poids de la locomotive. On recommande de répartir uniformément la charge sur les essieux accouplés et sur les essieux des locomotives à quatre roues.

On recommande l'emploi de balanciers ou de leviers coudés avec articulations pour la répartition de la charge des roues.

Chasse-pierres. Chaque locomotive doit être munie devant les deux roues de devant, de chasse-pierres solides placés exactement au-dessus des rails à une distance de 50 à 70 *mm*.

Les locomotives-tenders doivent porter sur le devant et sur le derrière des chasse-pierres pareils.

Porte-signaux. Sur le devant de chaque locomotive doivent se trouver des supports pour les signaux prescrits par le règlement. L'arrière des locomotives-tenders doit être pourvu également de ces supports.

Paliers couverts. On recommande instamment l'emploi des paliers couverts pour les mécaniciens.

Attelages. La traverse de devant de chaque locomotive, ainsi que les traverses de devant et d'arrière des machines-tenders, doit être munie d'appareils de choc élastique et de crochets de traction ayant tous les deux les dimensions prescrites pour les wagons (v. plus loin).

Pour relier la locomotive au tender, il faut qu'il y ait outre un solide appareil principal d'accouplement, un accouplement de réserve, qui n'entre en fonction que dans le cas où l'appareil principal viendrait à faire défaut.

On recommande de placer entre la locomotive et le tender, et notamment si l'écartement des essieux extrêmes est petit, un appareil qui empêche autant que pos-

sible les oscillations latérales des deux véhicules et qui contribue à ce qu'ils se mettent dans une position convenable lors du passage des courbes.

Freins. Chaque machine-tender doit porter outre les autres appareils servant de frein, dont elle pourrait être pourvue, un frein à main construit de sorte qu'on puisse le serrer facilement et promptement en tout temps, même quand la machine est en stationnement ou éteinte *).

Le *tender* sert à porter l'eau et le combustible nécessités par la machine.

La caisse à eau contient de 8 à 11 m^3.

L'espace exigé par le combustible dépend de la densité de celui-ci.

On détermine cet espace de manière qu'il puisse contenir de 3000 à 4000 kg de charbon.

Comme le tender est un lourd véhicule, et qu'en même temps il peut porter du personnel, il doit toujours être muni de freins.

Le châssis du tender peut être semblable à celui des locomotives ou bien il peut être pareil à celui des wagons, c'est-à-dire composé de longerons en fer à π.

Le châssis repose sur deux ou trois essieux. Dans les tenders à marche lente, il est à recommander de prendre deux essieux, et trois dans ceux à marche rapide.

Conventions techniques allemandes (traduction française de M. Zollikofer):

Les parties les plus élevées des *réservoirs à eau* ne doivent pas se trouver à plus de 2,750 m au-dessus du niveau des rails.

Les caisses à eau doivent être reliées aux châssis et les coffres à outils et à ustensiles à ces châssis ou aux réservoirs à eau, de façon qu'un choc violent ne puisse les en détacher.

Pour *l'écartement des essieux*, on recommande de suivre les prescriptions données pour les locomotives.

Pour les tenders à trois essieux, il convient de répartir la charge par des balanciers ou des leviers coudés avec articulations.

Freins. Chaque tender doit porter, outre les autres appareils servant de frein, dont il pourrait être pourvu, un frein à main construit de sorte qu'on puisse le serrer promptement en tout temps, même quand le tender stationne ou qu'il est séparé de la locomotive.

Porte-signaux. A l'arrière du tender doivent se trouver les porte-signaux nécessaires.

Attelages. L'arrière du tender doit être muni d'appareils de choc et de traction élastiques conformes au système prescrit pour les wagons (v. plus loin).

Chasse-pierres. On recommande de placer des chasse-pierres sur l'arrière des tenders.

II. WAGONS.

Généralités. On classe les wagons d'après leur emploi ou d'après la construction de la caisse :

1° En wagons ou voitures à voyageurs;

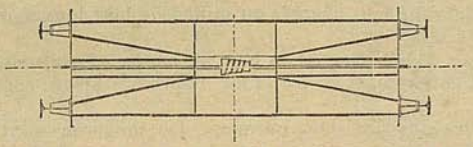
*) Traduction des conventions techniques allemandes.

2° En wagons-poste et fourgons à bagages ;
3° En wagons à marchandises (couverts et découverts) ;
4° En wagons pour la construction et l'entretien des voies.

Tout wagon de chemin de fer se compose *d'un train de dessous* et d'une *caisse*.

La figure 392 représente en plan le châssis d'un wagon à marchandises ouvert.

Fig. 392.



Le *train de dessous* se compose du cadre (châssis) avec appareils élastiques de choc et de traction, des plaques de garde avec boîtes à huile (ou à graisse), des ressorts de suspension, des axes et des roues, puis des freins.

Les décrets ministériels prussiens, de novembre 1871, concernant les trains de dessous, sont les suivants :

a) Les châssis devront être exécutés suivant trois longueurs : 5 ; 6 et 7, 2 *m* (correspondant aux écartements d'essieux 2,8 ; 3,5 et 4 *m* *.)

b) Les longerons devront avoir une section en ⌶ ou en ⊏ de dimensions suivantes : hauteur = 235 *mm* ; épaisseur de l'âme = 10 *mm* ; épaisseur des patins = 12 *mm* ; largeur des patins = 90 *mm*.

c) Les traverses frontales en ⊏ peuvent être exécutées suivant trois profils : longueur 2,6 *m* ; hauteur 300, 260 et 235 ; épaisseur de l'âme, 10 *mm* ; largeur des ailes ou patins resp. 75 et 90 *mm*.

d) Les longerons et traverses intérieurs en forme de ⊏ devront avoir les dimensions suivantes : hauteur 145, 117,5 et 105 *mm* ; épaisseur d'âme 8 à 10 *mm* ; largeur des ailes 60 à 65 *mm*.

Pour les trains en bois, les dimensions doivent être comprises entre les limites suivantes :

	Longerons.	Traverses frontales ou de tête.	Traverses dans le milieu.	Autres traverses.	Pièces diagonales.	
Hauteur	250 — 300	280 — 350	250 — 280	140 — 200	70 — 90	*mm*
Largeur	100 — 130	100 — 130	90 — 100	90 — 100	75 — 150	*mm*

*) La longueur du châssis (prise entre surfaces extérieures des traverses frontales) ne doit, en général pas dépasser le double de l'écartement des essieux du véhicule.

Le châssis constitue un rectangle dont les côtés longs sont formés par deux longerons et les côtés courts par les traverses frontales. Afin de donner de la rigidité à ce cadre, on introduit des pièces diagonales (formant la croix de Saint-André), et des traverses intermédiaires.

Les dimensions des longerons doivent être déterminées d'après la charge qu'ils supportent. Celle-ci est habituellement uniformément répartie.

Dans quelques wagons, par exemple, ceux transportant les longs bois, les longerons sont chargés au milieu de leur longueur.

Les châssis sont :

1° En bois ; 2° en fer ; 3° en bois et en fer. Habituellement les châssis sont entièrement en fer et les différentes pièces sont des fers laminés.

Dans les wagons prussiens normaux, les longerons sont des fers en ⌶ ; les traverses frontales des fers en ⊏ et les diagonales des fers en ⊏. La hauteur des longerons en ⊏ ou en ⌶ comporte habituellement 235 *mm*.

Les *plaques de garde* servent à fixer et à guider les boîtes à huile ou à graisse, qui doivent pouvoir se déplacer d'une quantité déterminée dans le sens vertical. Les plaques de garde doivent être contre-fichées dans le sens longitudinal et, si c'est possible, dans le sens transversal du véhicule. Actuellement, on fait le plus souvent les plaques de garde en une seule partie et on les rive aux longerons.

A l'endroit où les boîtes lubrifiantes coulissent dans les plaques de garde, il y a nécessairement usure des parties frottantes ; c'est pourquoi il est convenable de river, en ces endroits, sur les dites plaques, des pièces faciles à remplacer dans le cas d'une forte usure.

On fait maintenant beaucoup de recherches sur la valeur des trains de roues mobiles autour d'un axe fixe.

Boîtes lubrifiantes. Au point de vue du sens d'action de la matière lubrifiante on distingue :

a) les boîtes à lubrifiage supérieur,
b) » » inférieur,
c) » » latéral,
d) » » supérieur et inférieur.
e) » » inférieur et latéral.

Les boîtes lubrifiantes se composent habituellement de deux parties, la partie supérieure reçoit le coussinet, et l'inférieure le corps lubrifiant et l'appareil de graissage (dans le cas de lubrifiage par le bas).

Fig. 393 *a*.

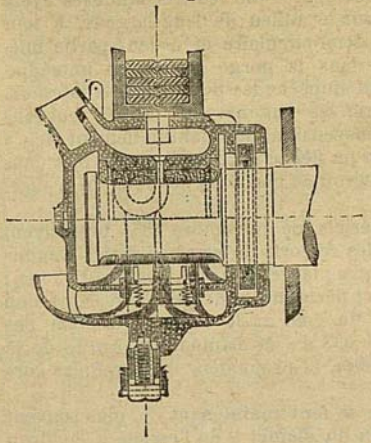


Fig. 393 *b*.

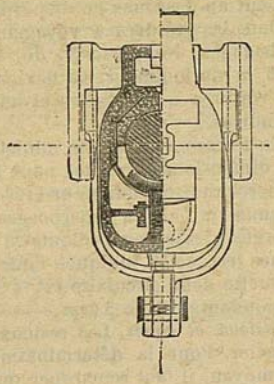
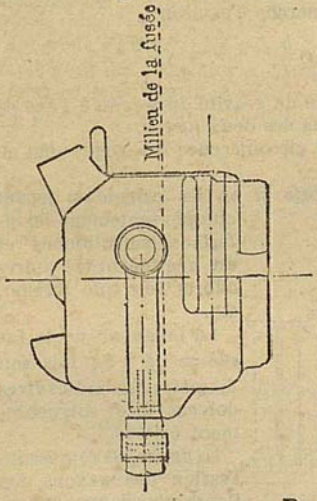


Fig. 393 *c*.



Nous donnons figures 393 *a* à *c* la boite lubrifiante des wagons normaux prussiens.

La boite lubrifiante proprement dite est ordinairement en fonte et les coussinets sont en bronze ou alliage d'étain. La surface réellement intéressée pour porter la charge comporte environ $^1/_4$ de la moitié de la surface des fusées.

La convention technique allemande recommande instamment de généraliser l'emploi de l'huile pour le graissage ; l'huile employée est ordinairement de l'huile de navette, de colza, ou aussi de l'huile minérale.

Ressorts.

Pour le calcul des ressorts de suspension, v. p. 709.
Comme l'indique la figure 393 *a* les ressorts normaux des chemins

de fer de l'État prussien sont composés de feuilles laminées ayant dans le sens longitudinal et sur le milieu de leur largeur, à leur partie supérieure, une gorge demi-circulaire et à leur partie inférieure une baguette pénétrant dans la gorge de la lame immédiatement au-dessous ; ce dispositif empêche les déplacements latéraux.

Dans les voitures à voyageurs, les wagons-poste et les fourgons à bagages, les ressorts de suspension ont habituellement 1,7 à 1,75 *m* de longueur. La flexion ou flèche est de 120 à 160 *mm* dans les voitures à voyageurs et environ 50 *mm* dans les wagons à marchandises.

En Prusse, les décrets ministériels de novembre 1871 prescrivent les dimensions suivantes pour les ressorts de suspension des wagons à marchandises : longueur 1100 *mm* ; largeur 90 *mm*, épaisseur 13 *mm* ; 8 lames ou feuilles superposées ; flèche de cintrage des ressorts non chargés = 130 *mm* ; diamètre de l'œil = 30 *mm*. La section des lames est celle indiquée figure 393 *a* ; la hauteur ou saillie de la baguette demi-circulaire est 4 *mm*, la profondeur de la rainure correspondante est de 5 *mm*.

Essieux et roues. Les essieux se font maintenant le plus souvent en acier. Pour la détermination du diamètre de l'essieu à l'endroit du moyeu, il faut remarquer que la charge *Q*, qui au repos agit sur le coussinet, augmente pendant la marche d'environ

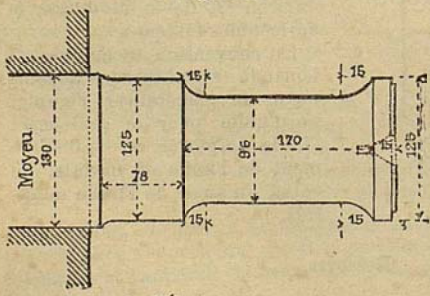
$$p = 0{,}4\, Q \frac{h}{l},$$

où *h* représente la distance du centre de gravité du wagon à l'axe de l'essieu et *l* la distance entre les axes des deux fusées.

Les chocs latéraux produits à la circonférence des roues sont au maximum égaux à 0,4 *Q*.

Les essieux sont suffisamment forts si on les calcule en tenant compte seulement des efforts susmentionnés et en négligeant les autres efforts tels que torsion, etc.

Fig. 394.



La longueur de la fusée = $1\frac{3}{4}$ à $2\frac{1}{4}$ fois son diamètre. Les arêtes vives doivent être soigneusement évitées.

La figure 394 représente l'essieu des wagons des lignes prussiennes appartenant à l'État ou sous la dépendance de l'État.

La distance entre axes des fusées est pour ces lignes 1,956 *m* (lar-

geur de la voie dans œuvre = 1,435 *m*), le diamètre de l'essieu au milieu entre les moyeux = 120 *mm*.

Page 718, nous donnons les dessins cotés des essieux de quelques lignes de chemin de fer.

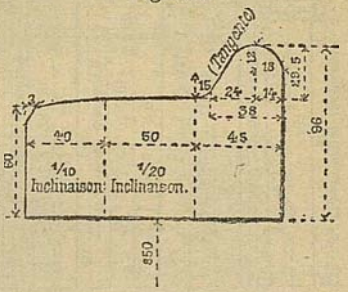
Les roues ont des rais ou bras ou bien elles sont pleines. Dans le cas des roues à bras, le bandage est toujours rapporté, tandis que souvent les roues pleines sont d'une seule pièce.

Dans les chemins de fer européens, les roues à rais sont le plus souvent en fer, par contre les roues pleines sont en acier fondu, en fonte ou en fer.

Le diamètre des roues change dans chaque ligne; en Prusse, le diamètre extérieur des roues à bandage rapporté est fixé à 0,850 par les règlements.

La figure 395 représente le profil des bandages des wagons dans les chemins de fer prussiens.

Fig. 395.

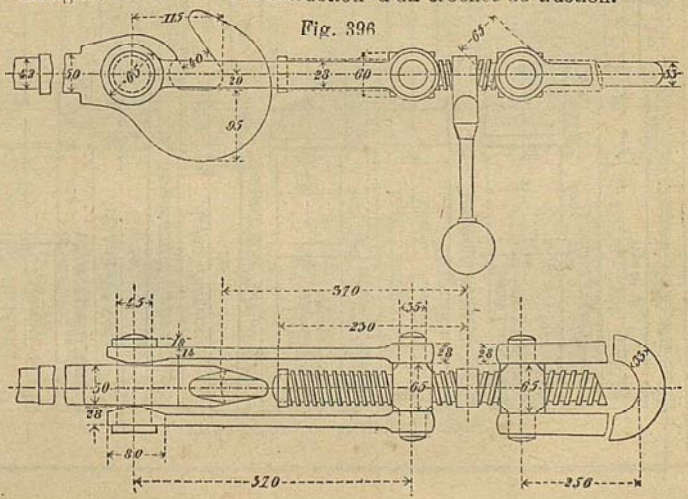


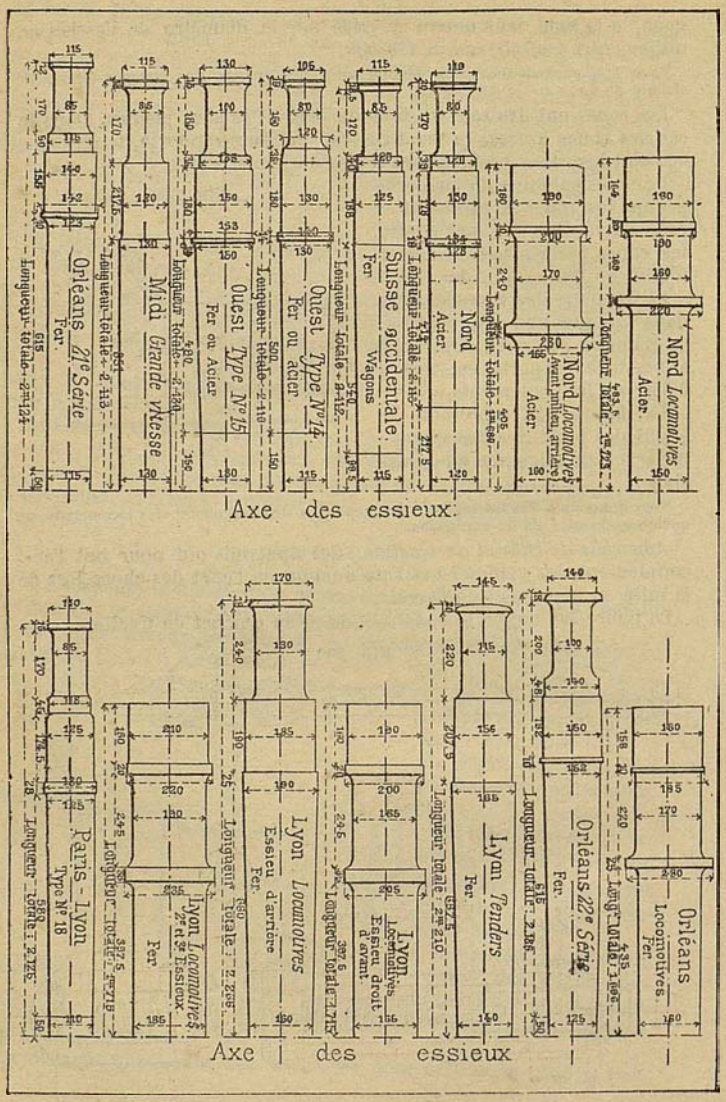
Nous donnons p. 719 les sections des bandages des wagons et des locomotives de quelques chemins de fer européens.

Appareils de choc et de traction. Ces appareils ont pour but l'accouplement des véhicules et l'atténuation de l'effet des chocs lors de la mise en marche et de l'arrêt.

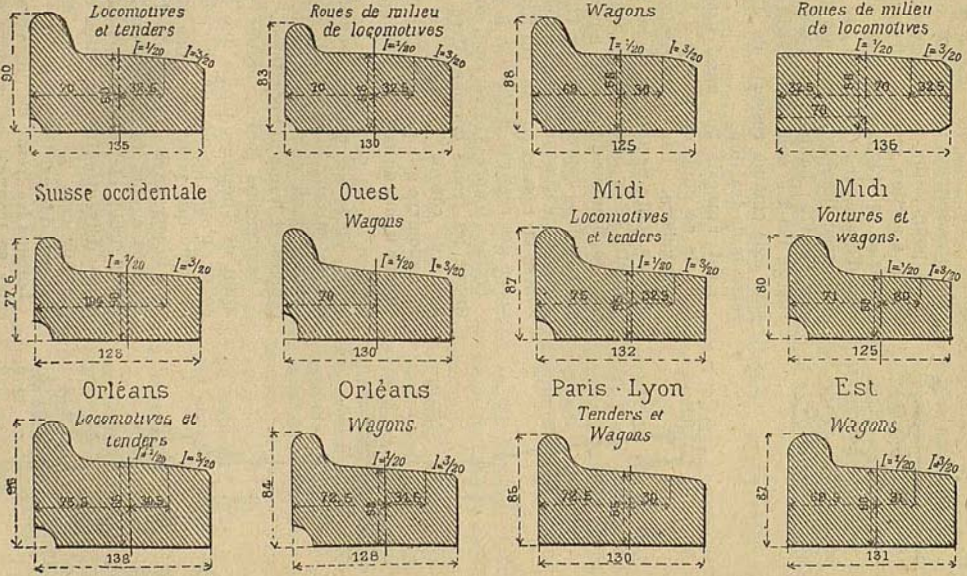
La figure 396 donne la construction d'un crochet de traction.

Fig. 396



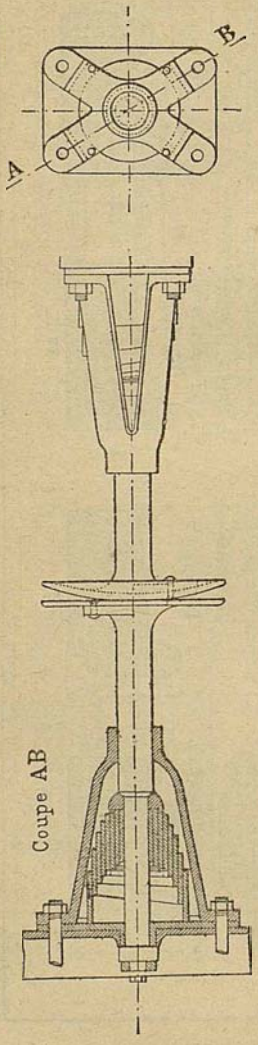

Orléans 21e Série — Fer
Midi Grande vitesse
Ouest Type N°14 — Fer ou acier
Ouest Type N°15 — Fer ou acier
Suisse occidentale — Wagons — Fer
Nord — Acier
Nord Locomotives — Avant-milieu, arrière — Acier
Nord Locomotives — Acier
Axe des essieux
Paris-Lyon — Type N°18
Lyon Locomotives — 2e et 3e Essieux — Fer
Lyon Locomotives — Essieu d'arrière — Fer
Lyon Locomotives — Essieu droit d'avant
Lyon Tenders — Fer
Orléans 22e Série — Fer
Orléans — Locomotives — Fer
Axe des essieux

Sections de bandages p^r roues de wagons et de locomotives



A. BROISE & COURTIER, PARIS.

Fig. 397.



La figure 397 représente les tampons de choc des wagons normaux prussiens.

Le plus souvent maintenant, on emploie pour tampons des ressorts en spirale à section rectangulaire; section de l'acier 100-130 *mm* de large sur 5-8 *mm* d'épaisseur; diamètre du trou, 40-60 *mm*; diamètre, maximum du ressort 120-170; hauteur du ressort non chargé 190-250 *mm*. Ces ressorts peuvent agir comme ressorts de choc et ressorts de traction.

L'Est Français fait aussi usage de ressorts de choc en spirale à section rectangulaire. Les dimensions employées sont: Section de l'acier 90/12; diamètre à la base 175; diamètre du trou 40; hauteur du resssort non chargé 175; poids approximatif = 12,5 *kg*; charge d'aplatissement environ 5000 *kg*; course du ressort 85 *mm*. On fait aussi usage des ressorts Belleville, p. 323.

Freins. D'après le service, on distingue les freins de manœuvre et les freins de convoi. Il existe des freins de manœuvre qui peuvent être utilisés comme freins de convoi et réciproquement.

Les freins de convoi peuvent être classés suivant la mise en jeu et le mode d'action, en freins à main, freins rapides et freins automatiques.

Les premiers sont actionnés par la main de l'homme, tandis que les seconds n'ont besoin de la main de l'homme que pour leur mise en jeu; mais le serrage des freins s'effectue par d'autres agents (air comprimé, force vive du train, etc). Les freins automatiques doivent entrer en action et agir dès que cela est nécessaire sans le concours des garde-freins.

Lorsque les freins de plusieurs véhicules se trouvent reliés entre eux d

sorte que la commande de ces freins se fasse d'un point unique, les freins sont dits *continus*.

Les freins ordinaires des véhicules se composent de blocs ou sabots qui peuvent être pressés plus ou moins énergiquement contre les circonférences des roues. Ces blocs de serrage ou de friction sont en bois, en fonte ou en acier fondu. Le bois a les désavantages de s'user plus rapidement et d'occasionner plus facilement des inégalités d'usure dans les bandages que la fonte et l'acier fondu.

D'après les expériences faites jusqu'à maintenant, on peut considérer l'acier fondu comme la matière qui s'approprie le mieux à cet emploi.

Lorsque le bloc est complètement desserré, le jeu entre lui et la roue doit comporter de 5 à 6 *mm*.

Parmi les freins continus on distingue : le *frein à air comprimé de Westinghouse*, le *frein à vide de Smith, Sanders* et autres et le *frein* de *Heberlein*.

Dans le *frein Westinghouse*, l'air est comprimé par une petite machine à vapeur spéciale dans des réservoirs placés sous les wagons. Les freins entrent en action lorsque la pression diminue dans la conduite reliant entre eux les différents réservoirs.

Par ce dispositif, les freins agissent automatiquement lorsque le convoi vient à se rompre.

Dans les *freins à vide*, l'air peut être raréfié dans un conduit passant sous les caisses des véhicules ; les blocs de friction sont pressés contre les roues par la pression atmosphérique.

Le système *Heberlein* se compose d'un disque calé sur un essieu du tender ou sur un axe de wagon et d'un galet qui peut être mis en mouvement pendant la marche du train et dont la rotation a pour résultat le serrage des blocs de friction contre les roues.

Si on se place au point de vue de la *construction de la caisse*, les wagons à *voyageurs* se divisent en deux systèmes. *a*) Système anglais ou à coupés ; *b*) système américain ou à intercommunication. Dans le premier système, les portières se trouvent dans les parois latérales ; dans le second système, elles se trouvent dans les parois frontales ; dans les wagons à bancs de ce dernier système, se trouve un passage dans le milieu ou à peu près dans le milieu de la largeur du wagon.

La hauteur intérieure dans le milieu de tous les wagons à voyageurs doit être d'environ 2,0 à 2,15 *m*.

En I^re^ classe, la longueur totale d'un coupé à deux banquettes (dans le sens de la longueur de la voiture) est de 2 *m* à 2,15 avec passage entre les banquettes de 0,5 *m*. Dans les coupés de II^e^ et III^e^ classe, la longueur du coupé est diminuée resp. de 0,05 à 0,1 et 0,3 à 0,4 *m*. La hauteur des banquettes au-dessus du plancher doit être d'environ 0,47 *m* (cote donnée par l'expérience).

La carcasse de la caisse est ordinairement en bois. Les parois laté-

rales et frontales sont doubles. Le revêtement intérieur est en bois et le revêtement extérieur en tôle.

Le fond des Ire IIe et IIIe classes est toujours double et le plus souvent il en est de même de celui des IVe classes. Le plafond ou ciel du wagon est toujours double dans les Ire et IIe classes et simple dans les classes III et IV.

Les *wagons-poste* comprennent habituellement deux compartiments principaux : l'un destiné aux colis ; l'autre, aux lettres.

Les *fourgons à bagages* ont toujours un compartiment spécial servant de bureau au chef de train. Ce compartiment se trouve au milieu ou à l'une des extrémités du véhicule (ou bien quelquefois, il en existe deux : un à chacune des extrémités).

Tandis que les caisses des wagons-poste s'exécutent d'une manière semblable à celles des wagons à voyageurs ; celles des fourgons se font tantôt comme celles des voitures à voyageurs, tantôt comme celles des wagons à marchandises couverts.

Les *wagons à marchandises* se classent en wagons couverts et en wagons découverts.

Suivant le but pour lequel ils sont destinés, les wagons découverts sont construits tout en fer, partie en bois, partie en fer, ou tout en bois.

Dans les wagons couverts, la carcasse de la caisse est soit en bois, soit en fer.

Dans le cas où la carcasse est en bois, les caisses sont à parois extérieures ou à parois intérieures, suivant qu'elles sont en dehors ou en dedans de la carcasse.

Quelquefois les parois sont doubles, mais alors les parois intérieures n'arrivent pas tout à fait jusqu'au ciel du wagon.

Le train de dessus des wagons destinés à la construction et à l'entretien de la voie est semblable, dans ses parties principales, à celui des wagons à marchandises ouverts servant à des buts semblables.

En Allemagne, les wagons de chemin de fer sont soumis aux règlements suivants :

R. p. C § 26. *Ecartement des essieux.* Dans les wagons à plus de deux axes non articulés, l'essieu du milieu doit pouvoir se déplacer d'une quantité correspondant à la courbe du rayon minimum admis, toutes les fois que l'écartement des essieux est supérieur à 4 *m*.

Dans les wagons à marchandises l'écartement des essieux doit être supérieur à 2.500 *m* et inférieur à 4,500 *m*.

R. p. C § 27. *Train des wagons.* La hauteur moyenne du plancher des wagons à marchandises au-dessus des rails doit comporter 1,220 *m*.

R. p. C § 33. *Attelage.* L'attelage de tous les véhicules doit se faire au moyen de tendeurs à vis ; les wagons destinés exclusivement au service de la voie peuvent être exceptés.

RÈGLEMENTS COMMUNS AUX LOCOMOTIVES ET WAGONS.

R. p. C § 28. *Les freins* des véhicules doivent être construits de manière que les axes puissent être presque immobilsés.

R p. C § 29. *Poids.* La charge sur une paire de roues ne doit jamais dépasser 14000 *kg*, essieu et roues compris.

R. p. C § 30. *Appareils de choc et traction*..... Le milieu de ces appareils doit se trouver à une hauteur maxima de 1,065 *m*, lorsque les wagons sont vides, et à une distance de 0,940 *m*, lorsque les wagons sont chargés, au-dessus des surfaces de roulement.

Les châssis des wagons, à l'exception de ceux construits dans des buts spéciaux, doivent être pourvus de tiges de traction continues.

R. p. C § 31. *Appareils élastiques de traction.* Ces appareils doivent être construits de manière que le déplacement par rapport à la traverse de tête comporte au minimum 0,050 *m* et au maximun 0,150 *m*.

Les surfaces d'attaque des crochets de traction ne travaillant pas, doivent être à une distance minima de 0,345 *m* et à une distance maxima de 0,395 *m* des surfaces de choc des tampons.

R. p. C § 32. *Tampons.* La distance horizontale entre axes des tampons doit être de 1,750 *m*. Lorsque les tampons sont comprimés à fond, la distance entre la surface de choc des tampons et la surface extérieure de la traverse de tête doit être au maximum de 0,370 *m*. Chaque véhicule doit comprendre 4 tampons dont 2 à disques plans, les 2 autres à disques bombés; pour un observateur sur le véhicule, les disques de gauche sont plans, ceux de droite sont bombés.

Le diamètre des plateaux des tampons doit être au moins de 0,340 *m* et la flèche du bombé doit comporter 0,025 *m*.

R. p. C § 34. *Bandages des roues.* La surface de roulement de tous les bandages doit avoir une conicité de $1/20$ au moins.

La largeur des bandages pour les locomotives et les tenders doit être de 0,130 *m* au moins et de 0,150 *m* au plus et pour les wagons, 0,130 *m* au moins et 0,145 *m* au plus.

R. p. C § 37. *Diamètre des roues.* Le diamètre des roues du tender et des wagons, y compris l'épaisseur du bandage, doit être de 0,850 *m* au moins.

Pour le diamètre des roues motrices, les chiffres suivants doivent être observés :

Pour les trains jusqu'à 25 *km* à l'heure, diam. min = 0,900 *m*
— — — 30 — — — 1,100 *m*
— — — 45 — — — 1,200 *m*
— — faisant plus de 45 *km*, — — 1,500 *m*

R. p. C § 38. *Diamètre des essieux.* Le diamètre des essieux des wagons à voyageurs ne doit pas être inférieur à 0,115 *m*. Pour les autres wagons l'épaisseur des essieux dépend du poids brut qu'ils ont à supporter.

Lorsque le fer est de première qualité, on peut admettre les dimensions suivantes :

Charge en *kg*	diamètre au moyeu	diamètre à la fusée
3800	0,100 *m*	0,065 *m*
5500	0,115 *m*	0,075 *m*
8000	0,130 *m*	0,085 *m*
10000	0,140 *m*	0,095 *m*

La longueur de la fusée = $1\ 3/4$ et $2\ 1/4$ fois son diamètre.

Dans le cas d'essieux en acier fondu, la charge peut être augmentée de 20 %.

Nous donnerons pour terminer ce chapitre les conventions techniques de l'union des chemins de fer allemands relatives au sujet qui nous occupe. (Traduction française de M. Zollikofer).

§ 135. *Cotes de largeur.* La largeur des voitures à voyageurs, des fourgons à bagages et des voitures postales ne peut dépasser les dimensions maxima suivantes:

a) 3,150 *m* pour les marche pieds et pour toutes les parties fixes et saillantes du véhicule chargé, la largeur étant mesurée vers le haut à partir de 430 *mm* au-dessus du niveau des rails.

b) 2,620 *m* entre les parois longitudinales extérieures de la caisse, si les parois sont munies de portières non encastrées dans les niches.

S'il n'y a pas de portières aux parois longitudinales ou seulement des portières encastrées dans des niches, on peut admettre une largeur de 2,900 *m* entre les parois extérieures de la caisse; enfin, s'il n'y a pas d'autres parties saillantes et que les fenêtres mobiles, placées aux parois longitudinales soient disposées de façon que les voyageurs ne puissent sortir la tête, la largeur maximum peut être portée jusqu'à 3,150 *m*.

La largeur des wagons en état de chargement, y compris les portes à coulisse, les marche pieds et les parties saillantes, mesurée à partir de 430 *mm* jusqu'à 1,300 *m* au-dessus du niveau des rails, ne doit pas être plus grande que 2,900 *m*. A une hauteur plus grande que 1,300 *m* les parties saillantes elles-mêmes ne doivent pas dépasser la largeur de 3 *m*.

Du reste, toutes les parties des véhicules qui se trouvent plus bas que 430 *mm* au-dessus du sommet des rails doivent permettre, même quand les véhicules sont chargés, un jeu de 50 *mm* au moins dans le profil normal de libre passage.

§ 136. *Cotes de hauteur.* A vide, tous les véhicules doivent permettre avec toutes leurs parties, qui se trouvent à une hauteur de plus de 3,500 *m* au-dessus du niveau des rails, un jeu d'au moins 150 *mm* dans le profil normal de libre passage; les parties les plus élevées des véhicules ne doivent pas se trouver à plus de 4,570 *m* au-dessus des rails.

Le marche-pied de la vigie ne doit pas se trouver à plus de 2,850 *m* au-dessus du niveau des rails. Les parties les plus basses des véhicules ne doivent pas descendre même quand les véhicules sont chargés, à moins de 130 *mm*, ou lorsqu'elles sont couvertes par le profil de la roue, à moins de 75 *mm* au-dessus du champignon des rails.

(Remarque. Pour les véhicules qui sont destinés exclusivement au service spécial de quelques lignes, les prescriptions des §§ 135 et 136 ne sont pas obligatoires.)

§ 137. *Écartement des essieux.* Pour les lignes qui contiennent en pleine voie beaucoup de courbes, il convient, en vue du ménagement du matériel, de ne pas dépasser un écartement maximum des essieux fixes de

3,700 *m*	pour des courbes d'un rayon de	180 *m*,
4,500 *m*	—	—	—	250 *m*,
5,000 *m*	—	—	—	300 *m*,
5,600 *m*	—	—	—	400 *m*,
6,200 *m*	—	—	—	500 *m*,
6,800 *m*	—	—	—	600 *m*,
7,000 *m*	—	—	—	plus de 600 *m*,

La sécurité de l'exploitation n'est pas menacée, si l'on admet un plus grand écartement des essieux savoir jusqu'à

4,000 *m*	pour des courbes d'un rayon de	180 *m*,
5,000 *m*	—	—	—	250 *m*,
6,000 *m*	—	—	—	300 *m*,
7,000 *m*	—	—	—	400 *m*, et plus.

Les véhicules ayant un écartement fixe des essieux plus grand que celui répondant aux rayons des courbes mentionnées en dernier lieu, peuvent être admis après arrangement préalable entre les administrations intéressées. Les véhicules munis d'une construction, qui permet aux essieux extrêmes de se placer dans la direction des rayons des courbes et qui est approuvée par l'union (Verein) ou par sa commission technique, sont admis à la circulation sur les chemins de fer du Verein. Ces véhicules doivent porter des deux côtés sur les longerons la marque : « Appr. Lenkachsen » *).

Si un véhicule a plus de 2 essieux et que l'écartement des essieux extrêmes dépasse 4 *m*, il faut donner à l'essieu du milieu un jeu latéral suffisant pour les courbes de 180 *m*, et correspondant à l'écartement des essieux. Si l'on a adopté cette disposition, il faut munir les longerons des deux côtés d'une inscription, portant que « l'essieu du milieu peut se déplacer ».

Il faut éviter de donner aux essieux des véhicules un écartement inférieur à 2,500 *m* et d'admettre, en général, un écartement d'essieux de plus de 4 *m*.

§ 138. *Moyens contre les oscillations des véhicules.* On recommande de veiller spécialement à l'adoption de moyens propres à empêcher les oscillations latérales des véhicules.

§ 139. *Trains de dessous.* La longueur du châssis du véhicule ne doit pas, en général, dépasser le double de la longueur de l'écartement des essieux.

Les châssis de tous les véhicules doivent être entretoisés solidement de telle façon que la forme rectangulaire ne puisse s'altérer sans des efforts violents. Les longerons en fer, ainsi que les châssis entièrement en fer, sont d'un bon usage.

Pour les wagons, il convient de placer le plancher à 1,220 *m* au-dessus du niveau des rails, les tampons se trouvant dans la position normale (§ 148).

§ 140. *Caisse des véhicules.* L'intérieur des caisses des voitures doit avoir au moins une hauteur de 2 *m*, mesurée au milieu. On recommande de donner la même hauteur intérieure aux caisses des wagons couverts.

§ 141. *Porte-signaux.* Toutes les voitures à voyageurs, les voitures postales et les fourgons à bagages, ainsi que les wagons placés en queue des trains, doivent avoir les porte-signaux nécessaires. On recommande de donner aux gaines des supports de lanternes une forme pyramidale à section carrée, ayant en haut 46 *mm* et en bas 35 *mm* de largeur intérieure et une hauteur de 76 *mm* ; les gaines seront placées diagonalement à l'axe du véhicule.

Pour les prescriptions précédentes il est à supposer que la plus grande section de la caisse de la lanterne, dont les surfaces latérales doivent être parallèles à la caisse du véhicule, n'ait pas plus de 250 *mm* de largeur et de 280 *mm* de hauteur et que la section de la cheminée de la lanterne n'ait que 140 *mm* de largeur et 120 *mm* de hauteur.

Les supports doivent être fixés au véhicule dans une position qui permet que toutes les parties des lanternes placées dans les supports restent encore à une distance de 150 *mm* des contours du profil normal de libre passage.

§ 142. *Marque des wagons.* Chaque véhicule appartenant à une administration de l'union doit porter des marques indiquant :

a) le chemin de fer auquel il appartient ; abstraction faite de quelques initiales qui désignent le nom de l'administration propriétaire, il faut que la dénomination du chemin de fer soit inscrite en langue allemande et en toutes lettres, ou abrégée de telle façon qu'on puisse reconnaître la dénomination immédiatement et sans aucune difficulté ;

b) le numéro d'ordre sous lequel il est inscrit dans les livres des ateliers de répa-

*) Essieux pouvant se déplacer, système approuvé par le Verein.

ration et de visite (il convient que le numérotage soit courant pour tout le matériel d'une administration);

c) la tare du véhicule, y compris les essieux et les roues.

d) le tonnage du véhicule;

e) la date de la dernière visite. La marque de visite indiquée par le mot « Rev. »*), suivi de la date de la visite écrite en chiffres (jour, mois et année), doit être peinte à couleur d'huile en lettres assez grosses à l'extrémité de droite de chaque longeron;

f) l'écartement des essieux extrêmes pour tant qu'il soit inférieur à 3 *m* ou supérieur à 4 *m*;

g) le cas échéant, une indication, portant que les essieux mobiles employés sont approuvés par le Verein ou que l'essieu du milieu peut se déplacer latéralement (voir § 137);

h) aux wagons munis de boîtes à graissage périodique, chaque longeron doit être marqué d'une échelle pour douze mois, dans les compartiments de laquelle on doit marquer à couleur d'huile chaque graissage qui a été fait.

On recommande d'appliquer aux voitures des marques distinctives qui permettent aux voyageurs (descendus pour quelques moments) de retrouver facilement la voiture et le compartiment dont ils se sont servis.

§ 143 *Coussinets d'essieu.* On recommande instamment de généraliser l'emploi de l'huile pour le graissage. Les boîtes à huile doivent être d'une construction aussi simple que possible, présenter des fermetures hermétiques, qui empêchent l'entrée de la poussière ou les fuites de l'huile, et permettre une visite prompte. Les boîtes à graissage périodique doivent être construites de façon que le graissage puisse se faire immédiatement en cas de besoin.

§ 144. *Ressorts.* Les ressorts des véhicules doivent être en acier ou en caoutchouc. Les meilleurs ressorts de suspension sont des ressorts en acier, composés de feuilles d'une épaisseur de 13 *mm* au plus; la longueur des ressorts ne doit pas être inférieure à 1,500 *m* pour les voitures ou à 1 *m* pour les wagons. Les ressorts supportant directement les longerons du véhicule, sans le concours d'articulations ou de menottes, ne peuvent être recommandés.

§ 145. *Freins.* Les freins de véhicules doivent être construits de telle façon qu'on puisse caler les roues à peu près complètement par les sabots, même quand les wagons sont en pleine charge.

Les freins continus, ainsi que les freins arrangés pour un groupe de véhicules, peuvent être recommandés.

§ 146. Lors du serrage, toutes les manivelles des freins doivent tourner dans le même sens, savoir à droite.

Il faut prendre soin que le nombre proportionnel des freins à serrer par les gardes ne descende pas, lors de la mise en usage de freins automateurs ou continus au-dessous du nombre fixé par les règlements.

§ 147. *Appareils de traction et de choc.* A l'exception des wagons placés dans les trains qui servent à l'entretien de la ligne, les deux traverses de tête des châssis de tous les véhicules doivent être pourvues d'appareils élastiques de choc et de traction. Lors de l'acquisition de matériel neuf, tous les véhicules doivent être pourvus de tiges de traction continues. Les wagons à plate-forme mobile sans tige de traction continue, munis d'attelages à barre rigide, doivent être construits de telle façon que cet attelage soit en communication avec le wagon sans l'intermédiaire d'un appareil élastique.

Il n'est pas nécessaire que les wagons à plate-forme servant exclusivement au

*) Visité.

transport d'objets très longs et qui, par conséquent, sont toujours reliés par des barres d'attelage rigides, soient munis sur les traverses de tête intérieures d'appareils élastiques de choc et de traction. Les bouts extérieurs de ces wagons doivent être pourvus de ces appareils comme tous les autres véhicules.

§ 148. *Dimensions des tampons.* La distance horizontale d'axe en axe des tampons doit être de 1,750 *m.*

La hauteur normale du centre des tampons au-dessus du sommet des rails est fixée à 1,040 *m.*

Pour les véhicules vides, on admet une tolérance de 25 *mm* au-dessus de cette hauteur et pour les véhicules en pleine charge une tolérance de 100 *mm* en dessous.

§ 149. Si les tampons sont comprimés à fond, la distance entre la surface extérieure des tampons et la traverse de tête doit être d'au moins 370 *mm* ; s'il se trouve un marche-pied devant la traverse de tête, la distance mesurée jusqu'au bord de ce marche-pied ne doit pas être inférieure à 300 *mm.*

Vu de l'intérieur du véhicule, le disque du tampon à gauche doit être plat et celui du tampon à droite bombé.

Les disques des tampons doivent avoir un diamètre de 340 *mm* au moins et la flèche des plateaux bombés doit être de 25 *mm* au centre.

§ 150. *Appareils de traction.* L'appareil de traction doit être d'une construction telle qu'il puisse sortir de la traverse de tête de 50 *mm* au moins et de 150 *mm* au plus.

§ 151. *Crochets de traction.* Le point d'attaque du crochet de traction non tendu doit avoir une distance de 370 *mm* au moins en position normale des surfaces de choc extérieures des tampons.

Des tolérances jusqu'à 25 *mm* au-dessus et au-dessous de cette dimension sont admises.

§ 152. Tous les véhicules doivent être munis aux deux extrémités de crochets de traction.

§ 153. *Attelage.* Chaque véhicule doit être muni d'un attelage à ses deux extrémités.

L'attelage des voitures à voyageurs, des voitures postales et des fourgons à bagages doit se faire sans exception au moyen de tendeurs à vis.

L'adoption générale du tendeur à vis pour les wagons est également nécessaire.

Les chaînes d'accouplement, qui étaient encore en service, ont dû être remplacées au plus tard le 1er janvier 1886 par des tendeurs à vis.

§ 155. Tous les véhicules doivent être pourvus d'appareils au moyen desquels ils peuvent être accouplés doublement et d'une manière telle que le train ne puisse se séparer lorsque l'attelage principal vient à se rompre. Les véhicules qui possèdent un attelage de sûreté central, doivent pouvoir être accouplés doublement avec des véhicules qui ont des chaînes de sûreté ordinaires, sans qu'il soit cependant nécessaire de se servir de ces dernières.

Si le second attelage est réuni avec l'attelage principal, on peut se servir du boulon de ce dernier, lorsqu'il a un diamètre de 45 *mm*, et de la tige de traction pourvu que sa section à partir du crochet de traction soit de 20 cm^2. Dans ce cas, la partie de la tige de traction qui se trouve au-dessous du véhicule, doit être munie d'un appareil de retenue convenable, pour qu'elle puisse s'appuyer contre la traverse de tête lors d'une rupture de la partie faible de la tige de traction, et trouver ainsi la résistance nécessaire. La traverse de tête doit, dans ce cas, être convenablement entretoisée.

Dans chaque train il doit se trouver des ustensiles et des objets nécessaires pour réunir les parties du train en cas de rupture d'un accouplement, pour qu'on puisse continuer la marche.

§ 156. Les attelages des véhicules doivent se trouver dans un même plan horizontal avec les crochets de traction et les tampons.

§ 157. Si les attelages ne sont pas accrochés, ils doivent rester au moins à 75 *mm*, au-dessus du sommet des rails, même quand le véhicule est en pleine charge.

§ 158. *Fermetures des voitures à voyageurs.* Les portières qui se trouvent dans les parois longitudinales des voitures, doivent être munies au moins de doubles fermetures, dont une au moins à clichette ou à targette tournante ; les poignées ne doivent se trouver qu'à l'extérieur et leur position doit correspondre à la position de la cliche.

Les poignées de ces fermetures doivent être disposées de façon que les voyageurs, placés dans le compartiment, puissent les atteindre, lorsqu'ils se penchent en dehors de la fenêtre.

Si les portières des voitures sont munies de fermetures à broches, les broches elles-mêmes doivent avoir une section carrée ou triangulaire équilatérale, dont voici les dimensions.

A. *Broche carrée.*

a) Côté du carré à la pointe de la broche 7 *mm*,
b) Idem à la base . . . . . 9 *mm*,
c) Longueur de la broche . . . . . 15 *mm*,
d) Diamètre extérieur de la clef. . . . 16 *mm*,
e) — intérieur de la douille . . 18 *mm*,

B. *Broche triangulaire.*

a) Diamètre du cercle circonscrit au triangle équilatéral, à la pointe de la broche. . . . . 7 *mm*,
b) Idem à la base . . . . . 9 *mm*,
c) Longueur à la broche . . . . . 15 *mm*,
d) Diamètre de la clef . . . . . 15 *mm*,
e) — douille . . . . . 17 *mm*,

A l'intérieur des compartiments, les baies des portières doivent être garnies de façon que les doigts ne puissent être pris dans les fentes, lorsqu'on ferme les portières.

§ 159. *Eclairage au gaz.* Pour les voitures à voyageurs, les wagons-poste et les fourgons à bagages l'éclairage au gaz est à recommander.

§ 160. *Chauffage à vapeur des véhicules.* Pour le chauffage à vapeur des voitures, on recommande l'emploi de joints de tuyaux uniformes avec assemblage conique et étrier à vis.

Les conduits de vapeur placés au-dessous des wagons, doivent être installés de façon que leurs extrémités se trouvent toutes les deux du même côté de l'axe horizontal des voitures et à une distance horizontale de 200 à 270 *mm* de cet axe.

La distance entre la surface du tampon et le centre du cône, qui se trouve à l'extrémité du conduit de vapeur, doit être de 460 à 470 *mm* et l'ouverture du cône doit être placée à une distance de 260 et à 290 *mm* au-dessous du centre des tampons.

§ 161. *Roues.* Les roues en fer soudé ou en acier sont reconnues les meilleures pour locomotives, tenders et wagons ; pour les moyeux et, dans des cas spéciaux, aussi pour les carcasses entières, l'emploi de la fonte est admis.

Des roues coulées en coquille peuvent être employées pour les wagons non munis de frein.

Des carcasses en bois peuvent être employées pour les wagons, dont les freins n'emboîtent qu'une seule roue de chaque paire.

§ 162. *Bandages.* La surface de roulement normale des bandages doit avoir une forme conique et une inclinaison d'un vingtième au moins.

§ 163. La largeur des bandages pour locomotives, tenders et véhicules doit être de 130 *mm* au moins et de 150 *mm* au plus.

Les bandages qui n'ont qu'une largeur de 125 *mm*, peuvent rester en service jusqu'à l'usure complète.

Les procédés par lesquels les bandages sont fixés aux roues à rais ou à plateau d'une façon telle qu'en cas de rupture du bandage en plusieurs endroits les morceaux ne puissent pas se détacher des roues, sont à recommander ; il convient de donner une embase au bandage qui, à l'extérieur, s'applique solidement contre la couronne de la roue.

§ 164. *Boudins de roues.* Toutes les roues sans exception doivent être munies de boudins.

La hauteur des boudins, mesurée à partir du niveau des rails et dans la position normale des roues, doit être au moins de 25 *mm* ; à l'état de la plus grande usure elle ne doit pas dépasser 35 *mm*.

§ 165. *Jeu de boudins.* Le jeu entre les rails posés à écartement normal, et les bourrelets, ne doit pas être inférieur à 10 *mm*, ni supérieur à 25 *mm*, même à la plus grande usure permise.

Pour les roues du milieu des locomotives à trois essieux, un jeu total jusqu'à 32 *mm* est admis, l'écartement intérieur des roues restant toutefois le même.

§ 166. *Usure des bandages.* L'épaisseur minima admise, mesurée au point où le milieu de la surface de roulement des rails touche les bandages, est de 22 *mm* pour les bandages des locomotives et des tenders, et de 19 *mm* pour les wagons et voitures.

§ 167. *Diamètre des roues.* Le diamètre des roues de wagons et de tenders, mesuré au point de contact des rails et des bandages, doit être de 890 *mm* au minimum.

§ 168. *Écartement des roues.* L'écartement des roues d'un essieu, mesuré entre les plans intérieurs des bandages, doit être, à l'état normal, de 1.360 *m* *). Une tolérance de 3 *mm* au-dessus et en dessous de cet écartement est admise.

Jusqu'à une hauteur de 100 *mm* au-dessus du niveau des rails, aucune partie des roues ne doit dépasser la surface latérale intérieure du bandage.

§ 169. *Calage des roues.* Les roues d'un essieu doivent y être fixées de façon à ne point pouvoir se déplacer l'une par rapport à l'autre. Les roues mobiles sur les essieux et les essieux qui ne sont pas d'une seule pièce, ne sont pas admis au transit international.

§ 170. *Diamètre des essieux dans les moyeux.* Les essieux des wagons, des voitures et des tenders en acier fondu de bonne qualité, dont la distance des milieux des fusées ne dépasse pas 2 *m*, peuvent porter en proportion de l'échelle suivante, une charge brute maxima de :

4300 kg.	par essieu,	lorsque l'épaisseur dans le moyeu est de	100 *mm*
5000	»	»	105
5800	»	»	110
6600	»	»	115
7500	»	»	120
8500	»	»	125
9600	»	»	130
10700	»	»	135
12000	»	»	140
13000	»	»	145

*) Largeur normale de la voie dans œuvre = 1,435 *m*.

Ces charges doivent être réduites de 16 0/0 lorsque les essieux sont en fer soudé.

Pour les essieux des voitures, des fourgons à bagages et des wagons-poste, on doit, en vue d'une sécurité plus grande, réduire de 20 0/0 les charges maxima indiquées dans le tableau ci-dessus.

Les essieux des véhicules et des tenders ne doivent avoir aucun épaulement à la portée du calage. En général, les épaulements aigus près des moyeux doivent être évités rigoureusement.

Remarque. Les prescriptions de ce paragraphe ne seront obligatoires que lors de l'acquisition d'essieux neufs.

§ 171. *Diamètre des fusées d'essieux.* Les essieux des wagons et tenders en acier fondu de bonne qualité, dont la distance des milieux des fusées ne dépasse pas 2 *m*, peuvent porter les charges brutes maxima suivantes :

	Fusées :	
Diamètre :	Longueur :	Charge brute :
62 *mm.*	150 *mm.*	4300 *kg.*
66	156	5000
70	162	5800
74	166	6600
78	170	7500
82	174	8500
86	178	9600
90	182	10700
94	185	12000
98	188	13000

Ces charges doivent être réduites de 16 0/0, lorsque les essieux sont en fer soudé.

Si, par suite de l'usure, le diamètre des essieux se trouve être moindre que les dimensions fixées ci-dessus, les essieux ne peuvent plus être employés pour la charge qui correspond aux dimensions données en premier lieu. Pour les fusées plus courtes, l'usure peut être relativement plus grande. Si l'on choisit des fusees plus longues, leurs diamètres doivent être agrandis en conséquence.

Pour les fusées comme pour les essieux, les embases aiguës doivent être évitées et les congés doivent être faits suivant une courbe convenable.

Remarque. Ce paragraphe ne sera obligatoire que lors de l'acquisition d'essieux neufs.

§ 172. *Filet des vis.* Le filet Whitworth doit être adopté autant que faire se peut, pour les vis. Les vis de freins et les tendeurs à vis ne tombent pas sous cette prescription.

C. EXPLOITATION DES CHEMINS DE FER

Esquisse de la nature des signaux. On peut classer les signaux suivant qu'ils affectent les sens de la vue, de l'ouïe ou du toucher, en signaux optiques, auditifs et tactiles ou tangibles.

Pour ce qui concerne les signaux optiques, les expériences des frères *Chappe* faites à la fin du siècle dernier sont d'une haute importance. Ces expériences ont conduit aux conclusions suivantes :

1. La visibilité d'un objet est inversement proportionnelle au carré de sa distance.

2. La visibilité d'un objet éclairé décroît avec la racine carrée de sa surface et de l'intensité de l'éclairage.

3. Une surface allongée se voit à une plus grande distance qu'une surface de même superficie carrée ou ronde.

4. Toutes les couleurs des corps éclairés disparaissent sous une certaine intensité lumineuse.

5. Un objet de 1,75 *m* de long et 0,4 *m* de large se voit à l'horizon à l'œil nu à une distance de 7,5 *km* lorsque l'atmosphère est dans son état normal.

6. La visibilité comparative des flammes de différentes couleurs de même intensité est représentée par le tableau suivant.

Visibilité de la flamme blanche $= 1$,
» » rouge $= \frac{1}{3}$,
» » verte $= \frac{1}{5}$,
» » bleue $= \frac{1}{7}$.

7. Deux flammes de même couleur se confondent en une seule et même image lorsque la distance entre les deux flammes est inférieure à $\frac{1}{1000}$ de la distance à laquelle se trouve l'observateur.

8. Deux flammes de couleurs différentes se distinguent l'une de de l'autre jusqu'au moment où la plus faible devient invisible.

9. Le mouvement d'une lumière ne se remarque pas de nuit si dans son voisinage il n'en existe pas une qui soit immobile.

Pour les signaux optiques, il faut de jour faire usage de la forme et de nuit, de la couleur. Pour ce qui regarde la couleur, il convient pour la visibilité d'employer le blanc, le rouge et le vert et c'est ce qui a lieu dans la plupart des chemins de fer du monde. Le plus souvent le *blanc* signifie : *voie libre* ; le *vert* : *ralentir la marche* du train ; le *rouge : arrêt complet—danger*.

Les signaux acoustiques sont les mêmes la nuit que le jour.

On peut classer les signaux en :

a) Signaux des stations,

b) Signaux de la voie courante,

c) Signaux des trains,

a) Les *signaux des stations* peuvent se diviser :

1° En signaux avant le départ d'un train,

2° En signaux de couverture ou de protection de la station,

3° En signaux ayant rapport aux changements de voie, aux plaques tournantes, aux chariots transporteurs et aux grues hydrauliques,

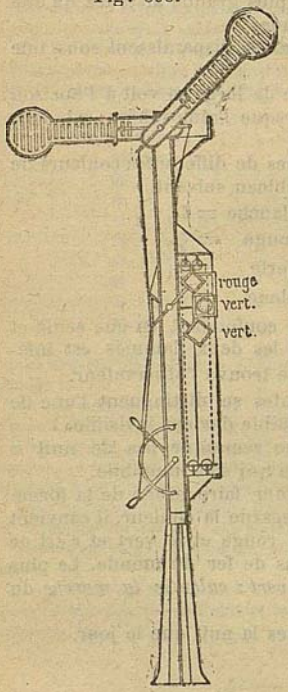
4° En signaux de manœuvres.

Pour pouvoir exécuter les manœuvres avec sécurité dans les gares

et pour que les trains arrêtés dans les stations ne soient pas en danger, on emploie des signaux de protection ou de fermeture des stations. Ces signaux sont exécutés soit par disques, soit au moyen d'ailes (sémaphores) (fig. 398 et 399).

Les disques sont en général ronds, disposés à une hauteur convenable et mobiles autour d'un axe vertical.

Fig. 398.



Pendant la nuit, les signaux doivent être faits au moyen de lumières coloriées ayant des positions relatives déterminées.

Les signaux sont commandés ou directement ou à distance.

Dans les gares importantes, les signaux de fermeture de la station sont disposés de sorte que lorsqu'on fait un signal au premier appareil, le même signal soit reproduit par le dernier appareil.

Fig. 399.



Cette disposition est importante dans le cas de brouillards ou d'un tourbillon de neige, car elle permet au mécanicien d'arrêter son train avant d'entrer en gare.

On peut encore mentionner les signaux des changements de voie centraux. Ici il faut une disposition telle qu'un signal de manœuvre ne puisse pas être donné avant que toutes les aiguilles correspondant à cette manœuvre n'occupent une position correcte, et il est nécessaire qu'aucun changement dans la position des aiguilles ne puisse se faire avant que l'appareil de manœuvre n'indique l'arrêt.

b. Signaux de la voie courante. Les plus importants sont : 1° les signaux de marche (voie libre, etc.); 2° les signaux indiquant l'état de la voie ; 3° signaux pour la protection du train ; 4° signaux de secours.

La protection du train se fait ou bien par intervalles de temps, ou bien par intervalles de distance. Cette dernière disposition porte le nom de Block-système.

c) Les *signaux de trains* comportent :
1° Ceux du chef de train,
2° Ceux du personnel,
3° Ceux des voyageurs.
En outre, les signaux fixés au train doivent pouvoir indiquer :
1° La tête et la queue du train ;
2° Marche sur fausse voie ;
3° Changement de direction de marche ;
4° L'arrivée du train spécial dans le même sens ;
5° Le passage d'un train spécial en sens contraire.

Service des wagons. On peut compter sur un parcours annuel d'environ.

45000 *km* par voiture à voyageurs,
6000 *km* par fourgon à bagages,
15000 *km* par wagon à marchandises.

Vitesse des trains. Dans le calcul du temps de parcours entre deux stations, il faut faire entrer en ligne de compte les pertes de temps dues aux ralentissements du train dans son entrée en gare, dans sa sortie des stations, dans les rampes, dans son passage dans les gares, sur les ponts, dans les fortes courbes en tranchées, etc.

Pour chacune des causes retardatrices venant d'être indiquées, il faut un supplément de temps déterminé.

Ce supplément comporte :

a) Dans l'entrée en gare et la sortie :

1 à 2 minutes pour les trains rapides,
2 à 3 » » » à voyageurs,
3 à 4 » » » mixtes,
3 à 5 » » » à marchandises.

b) Dans les rampes :

1°) 0,5 à 0,7 minutes par *km* pour pentes $\frac{1}{300}$ à $\frac{1}{200}$,
0,7 à 2 » » » $\frac{1}{200}$ à $\frac{1}{100}$,

et pour vitesses de 5 à 40 *km* à l'heure.

2°) 0,2 à 0,5 minutes par *km* pour pentes $\frac{1}{300}$ à $\frac{1}{200}$,
0,5 à 1 » » » $\frac{1}{200}$ à $\frac{1}{100}$,

pour des vitesses de 40 à 70 *km* à l'heure.

c) Le ralentissement provoqué par le passage devant une station retarde le train de $\frac{1}{2}$ à 2 minutes, suivant la longueur de la station.

Soient :
Q le poids du train, en *kg* machine et tender compris,
g l'accélération de la pesanteur = 9,81 *m*,
v^1 la vitesse supposée du train, en *m* par seconde,
v^2 la vitesse changée ou modifiée, en *m* par seconde,
f le coefficient de résistance pour machine, tender et wagons sur une voie supposée horizontale et rectiligne.

P la résistance créée par les freins, en *kg*,
s la longueur du chemin sur lequel agit la résistance P, en *m*,
$\frac{1}{n}$ la pente,
alors le travail ou force vive absorbée par les *freins* est

$$Ps = \frac{1}{2}\frac{Q}{g}(v_1^2 - v_2^2) - fQs \pm \frac{1}{n}Qs.$$

Le signe positif du dernier terme du second membre de l'égalité a rapport aux descentes ; le signe négatif, aux montées.

Si le parcours sur lequel on veut changer la vitesse du train est horizontal, ce dernier terme disparaît.

Si les freins doivent occasionner l'arrêt du train, il faut dans la formule ci-dessus faire $v_2 = 0$.

Lorsqu'on veut obtenir le chemin total parcouru par le train avant son complet arrêt, il faut tenir compte du chemin parcouru pendant l'intervalle de temps compris entre l'instant où le signal d'arrêt est donné et celui où les freins entrent en action ; dans le cas de freins à main, cet intervalle de temps est de 5 à 10 secondes. Dans les freins continus, ce temps est moindre.

Le *chauffage des wagons* peut être fait de plusieurs manières :

1° Par du sable ou de l'eau chauffée dans des bouillottes ; 2° par fourneaux ; 3° par air chaud ; 4° par la vapeur ; 5° par aggloméré de houille (briquettes).

Les frais de chauffage comportent les chiffres suivants : Dans le chauffage à la vapeur, frais totaux = 0,6 à 1 centime par wagon et kilomètre ; le chauffage par fourneaux revient de 5 à 8 centimes par wagon et par heure ; si les fourneaux sont sous les wagons la dépense de chauffage est de 0,8 à 1,5 cent. par wagon et kilomètre ; le chauffage au moyen de briquettes revient de 6 à 10 centimes par coupé et par heure.

Éclairage des wagons de chemin de fer. En supposant qu'une fabrique à gaz alimente 400 wagons avec un total de 1200 flammes dont 150 brûlent 10 heures par jour : de plus, en admettant 5 0/0 du coût pour l'installation, 3 0/0 de la valeur de la fabrique pour son entretien, 2 0/0 de la valeur des frais d'établissement pour l'entretien des appareils d'éclairage des wagons ; de plus, en supposant, dans le cas d'éclairage à huile, 10 0/0 de la valeur des lampes pour leur entretien et en admettant, dans le cas d'éclairage à la chandelle, 6 0/0 de la valeur des appareils d'éclairage pour l'entretien des dits appareils, l'éclairage revient, par flamme et par heure :

a) éclairage au gaz 7 à 8,5 cent.,
b) éclairage à l'huile 4,8 à 6 »
c) éclairage à la bougie 4,3 à 5,5 »

Service des machines. Le travail journalier moyen d'un mécanicien correspond :

a) pour trains à marchandises à env. 110 à 150 *km*,
b) pour trains à voyageurs » 150 à 200 *km*,
c) pour les manœuvres à env. 12 heures.

Le plus grand parcours que puisse faire un mécanicien en un jour est :

a) d'env. 500 *km* dans les trains express,
b) d'env. 400 » » à voyageurs,
c) d'env. 200 » » à marchandises.

Dans les pays plats et montueux, la dépense en charbon par *km* est de 16 *kg* pour les trains à marchandises et 10 *kg* pour les trains à voyageurs. Ces chiffres correspondent à une vaporisation de 5 à 8 *kg* d'eau par *kg* de charbon ; la quantité d'eau entraînée par la vapeur comporte en moyenne 15 0/0.

La mise en pression de la locomotive demande de 2 à 4 heures ; il faut quatre heures dans le cas où la chaudière vient d'être nettoyée. Le nettoyage d'une chaudière demande au moins 16 heures dont 12 pour le refroidissement et 4 pour le nettoyage proprement dit. Suivant la qualité de l'eau d'alimentation, un nettoyage suffit pour une à trois semaines ; un nettoyage demande de 16 à 20 m^3 d'eau. Le nettoyage à forfait d'une locomotive peut être payé de 6 à 8 fr.

Une locomotive parcourt annuellement environ 20000 à 40000 *km* ; les frais totaux occasionnés par la force de traction reviennent à 0,50 jusqu'à 0,85 fr. par kilomètre.

Personnel des ateliers. Par kilomètre de voie, on peut compter :

par locomotive avec son tender	1	ouvrier.
par wagon à voyageurs	0,26	»
par » à marchandises	0,6	»
pour les installations mécaniques	0,14	»
Total :	2	ouvriers

Les ouvriers se répartissent suivant leurs professions à peu près comme suit :

forgerons	14 %,
chaudronniers, ferblantiers, fondeurs en bronze	5 %,
tourneurs, raboteurs, perceurs	8—10 %,
serruriers	30—33 %,
menuisiers, charrons	15—18 %,
peintres, vernisseurs	4— 5 %,
selliers, tapissiers	3 %,
manœuvres	30 %,

Les frais de réparation d'une locomotive comportent en moyenne

20 cent. par *km* et ceux des wagons à marchandises, en moyenne 0,5 cent par essieu et kilomètre.

La durée des locomotives peut atteindre 20 à 25 ans, celle des wagons à marchandises, 15 à 25 ans, suivant la construction.

Le rapport de la valeur d'une locomotive à son prix de revient est, d'après les données anglaises :

pendant la 1re période de $\frac{1}{10}$ de la durée totale : 0,993,
» 2e » $\frac{5}{10}$ » » 0,857,
» 3e » $\frac{3}{10}$ » » 0,430,
» 4e » $\frac{1}{10}$ » » 0,096.

Installation des ateliers. Les ateliers d'un chemin de fer peuvent se classer en

1° ateliers principaux ou centraux,
2° ateliers de moyenne grandeur,
3° petits ateliers ou succursales.

Tandis que les ateliers principaux sont outillés pour toutes les réparations pouvant se présenter, l'outillage des ateliers moyens n'a en vue que les réparations de peu d'importance. Dans les petits ateliers ou succursales, on ne fait que les petites réparations exigeant peu de temps; ces ateliers sont outillés en conséquence. L'agencement des grands ateliers doit être tel que les pièces parcourent le plus petit chemin possible et que chacune des parties de l'atelier puisse être rapidement agrandie si les circonstances le demandent.

D'après la convention technique allemande, la grandeur de l'ensemble des ateliers couverts doit être telle qu'on puisse mettre en réparation 25 0/0 des locomotives, 8 0/0 des voitures à voyageurs et 3 0/0 des wagons à marchandises. En dehors de cela, 5 0/0 de la totalité des véhicules doivent pouvoir être garés sur les voies dans l'enceinte des ateliers. Ces nombres sont à considérer comme des maxima dans les circonstances normales.

Les ateliers les plus grands se placent au milieu de la longueur de la ligne ou mieux au centre de gravité de la circulation, afin qu'aucun des véhicules n'ait un trop long chemin à parcourir.

Les ateliers les plus grands se composent : 1° de l'atelier de réparation des locomotives; 2° de l'atelier des tours; 3° de celui de réparation des roues; 4° de la forge; 5° de la chaudronnerie, de la fonderie en bronze, de la ferblanterie ; 6° de l'atelier de réparation des wagons ; 7° des hangars ou remises pour la revision des wagons ; 8° de l'atelier pour les ouvriers sur bois et les machines-outils correspondantes ; 9° de la sellerie et tapisserie ; 10° d'un atelier pour le vernissage ; 11° de l'atelier de fabrication des changements et des cœurs ; 12° du magasin principal ; 13° de hangars en bois ; 14° du bâtiment des machines et chaudières ; 15° des bâtiments pour l'ad-

ministration ; 16° d'une installation en vue de l'extinction des incendies.

Les grands ateliers peuvent, d'après leur agencement, être divisés en trois classes. La première classe comprend les ateliers renfermant le plus grand nombre de divisions (ateliers) possibles dans un même espace. La figure 400 qui est la reproduction de l'atelier de Rummelsburg, près de Berlin, représente cet agencement.

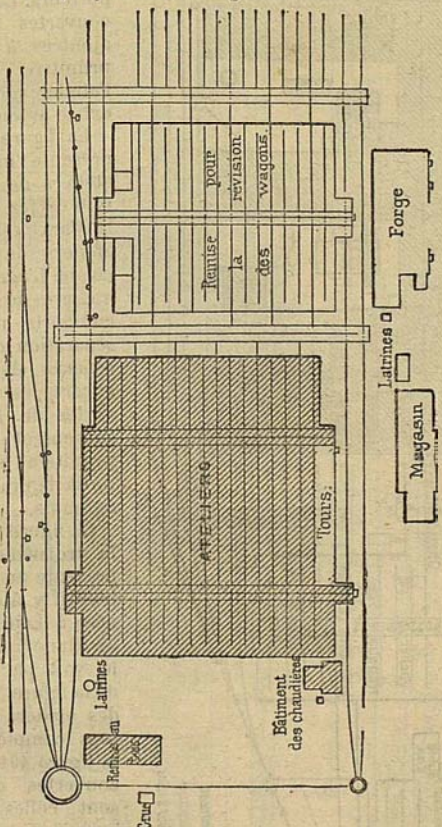


Fig. 400.

L'installation primitive représentée par la partie couverte de hachures, renfermait tous les groupes des ouvriers (avec les outils nécessaires à la réparation des locomotives et des wagons, aux tour-

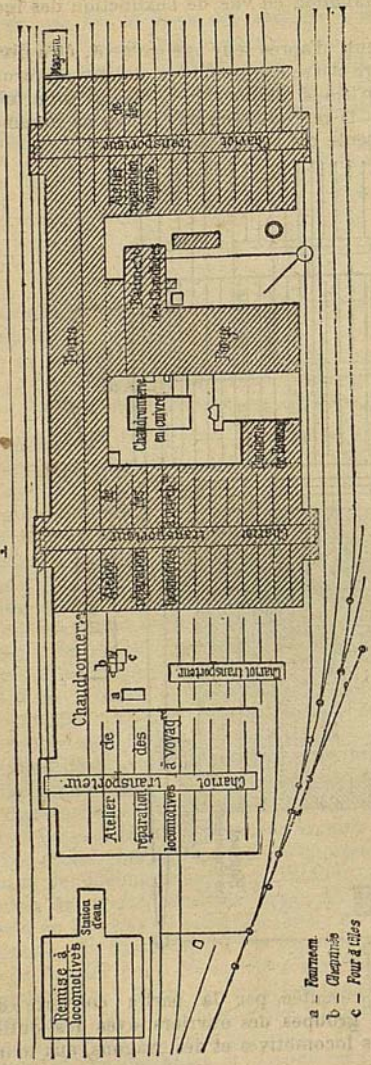


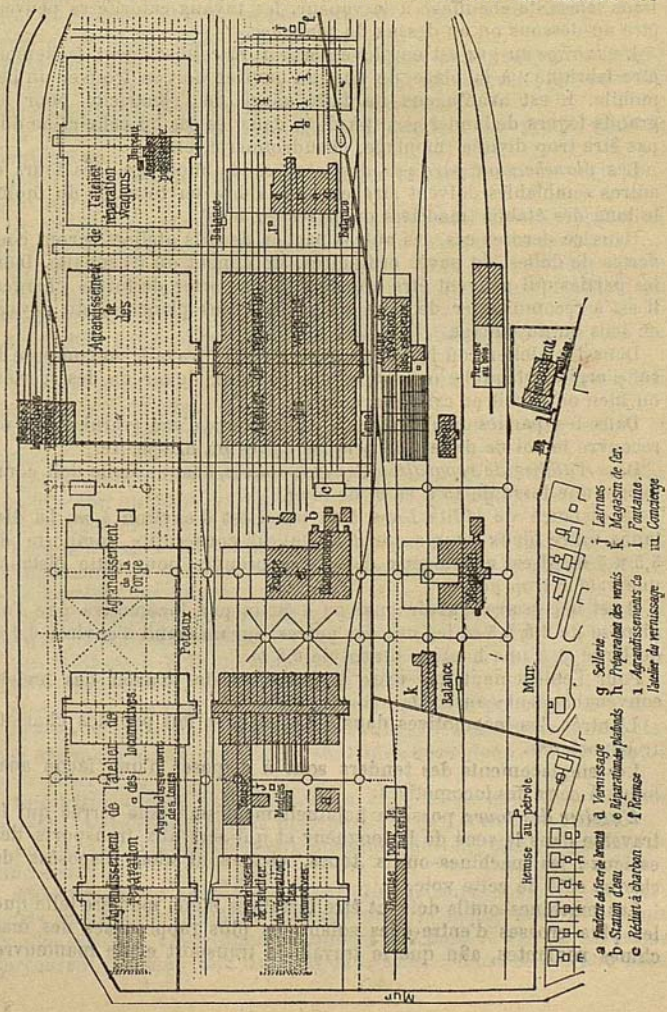
Fig. 401.

neurs, forgerons, charrons, menuisiers, etc.), dans un grand espace rectangulaire où les véhicules étaient entrés au moyen de chariots transporteurs. Les parties non couvertes de hachures ajoutées à l'installation primitive représentent l'atelier agrandi tel qu'il existe aujourd'hui.

La figure 401 qui représente l'installation des ateliers de Witten (chemin de fer de Berg et de la Mark) est le type des ateliers de la seconde classe. L'agencement des ateliers de cette classe comporte une certaine séparation des différents espaces de travail. Ici encore les parties couvertes de hachures représentent l'installation primitive et l'ensemble de la figure, les ateliers agrandis.

La figure 402 (type de la troisième classe) représente un atelier construit il y a quelques années à Leinhausen, près de Hanovre. Comme on le voit par l'inspection de la figure, la séparation des ateliers spéciaux est plus complète que dans la figure 401. Les parties couvertes de hachures sont celles construites jusqu'à maintenant et les autres sont celles ménagées pour les agrandissements futurs.

Pour faciliter la surveillance, il est convenable, que les différents bâtiments soient à un seul étage avec éclairage d'en haut. Lorsque les bâtiments sont à deux étages, il faut mettre au second les


Agrandissement de l'Atelier de Réparation des Machines
Agrandissement de l'Atelier de Réparation des Wagons
Agrandissement de la Forge
Agrandissement des Ateliers
Ateliers de réparation
Ateliers de réparation des Machines
Ateliers de réparation des Wagons
Ateliers de réparation des Tenders
Ateliers de réparation des Tenders et Machines
Agrandissement de l'Atelier de réparation des Tenders
Agrandissement de l'Atelier de réparation des Locomotives
Forge
Fonderie
Modèles
Modèles
Remise pour les Machines
Remise pour les Wagons
Remise au Pétrole
Balance
Balance
Balance

ouvriers dont le travail ne nécessite pas de lourdes machines-outils.

Le *chauffage* des ateliers se fait le plus souvent à la vapeur (fraîche ou d'échappement) ou bien aussi au moyen de fourneaux. Dans le cas de chauffage à la vapeur, les tuyaux-calorifères peuvent être au-dessous ou au-dessus du plancher.

L'*éclairage* au gaz est employé partout où celui-ci peut facilement être fabriqué ; à la place de chaque ouvrier doit se trouver un bec mobile. Il est avantageux de faire usage de l'électricité pour les grands foyers de lumière, c'est-à-dire, dans les cas où celle-ci ne doit pas être trop divisée (montage, chaudronnerie, etc.).

Les *planchers* ou *parquets* des ateliers de montage, des tours et autres semblables doivent être en bois sinon en totalité, du moins le long des établis (madriers ou pavés en bois).

Dans ce dernier cas, les autres parties desdits ateliers seront couvertes de dalles, de pavés ordinaires, de ciment ou d'asphalte. Dans les parties qui peuvent être appelées à supporter de fortes charges, il est à recommander de faire usage de fortes planches, du pavage en bois ou du dallage.

Dans les ateliers où le feu est nécessaire au travail, on compose le sol d'argile à laquelle on ajoute des copeaux de fer ou des scories, ou bien on le fait en carreaux de pavé.

Dans les parties où l'on emploie beaucoup d'eau (vernissage), on recouvre le sol de dalles, de briques cuites ou d'asphalte.

Dans l'*atelier de réparation des locomotives*, chaque stalle doit comporter une fosse de 15 à 20 *m* de long.

La distance de ladite fosse à la paroi est d'environ 4 *m*. La distance entre deux emplacements (stalles) consécutifs comporte de 5,5 à 7 *m*. Il est avantageux de ne pas prendre pour cette distance une valeur trop petite.

Il est nécessaire d'avoir environ 4 étaux par locomotive que l'on dispose de 2 à 2,5 *m* les uns des autres, sur un établi d'environ 0,9 *m* de large et à une hauteur du sol de 0,8 *m*.

Pour l'enlèvement des axes, il est nécessaire d'avoir des leviers convenablement construits.

L'entrée des locomotives dans les ateliers se fait par des chariots transporteurs.

Les emplacements des tenders sont à disposer d'une façon analogue à ceux des locomotives.

L'atelier des tours possède habituellement une voie ferrée qui le traverse dans le sens de la longueur et qui sert aux transports des essieux ; les machines-outils (tours, etc.), sont alors disposées de chaque côté de cette voie.

Les machines-outils doivent être installées d'une manière telle que les plus grosses d'entre-elles soient les plus rapprochées des machines roulantes, afin que le travail de transport et de manœuvre

d'un tour à l'autre soit le plus petit possible ; lors de l'installation, il faut aussi prendre garde à ne pas gêner le transport et la manœuvre des pièces par la transmission et les courroies.

L'atelier de réparation des roues doit toujours se placer à proximité de l'atelier des tours ou bien être réuni à ce dernier pour former un seul et même atelier.

Dans l'*installation des forges* il faut compter pour chaque feu (forge) un emplacement de 25 m^2 ; en plus, il faut ménager la place pour les marteaux-pilons, pour les fours à ressorts, etc.

La hauteur des parois jusqu'au toit intérieur se prend égale à environ 5 *m*.

Souvent on réunit en un seul atelier la chaudronnerie et la fonderie de bronze.

La *revision des wagons* se fait souvent dans l'atelier de réparation des wagons, alors il n'existe pas de remise (hangar) de revision.

Ici encore, les wagons sont amenés dans les positions qu'ils doivent occuper au moyen de chariots transporteurs sur lesquels on dispose deux wagons l'un derrière l'autre.

La moitié des emplacements ou stalles doivent être pourvues de fosses.

L'*atelier pour le travail* du bois contient aussi les machines-outils construites à cet effet.

Lorsque les bâtiments sont à deux étages, l'atelier des selliers et tapissiers doit se trouver à l'étage supérieur.

L'emplacement réservé au vernissage doit être fermé le mieux possible afin qu'il soit exempt de poussière et qu'on puisse y maintenir la température constante.

Lorsqu'il existe un emplacement spécial pour la fabrication des changements et des cœurs ; il est convenable de le rapprocher le plus possible des forges

Le magasin principal doit être le plus près possible des différentes parties constituant l'atelier.

Les hangars à bois doivent se trouver dans le voisinage de la partie de l'atelier où l'on travaille le bois.

Souvent il n'existe pas de bâtiments spéciaux pour les machines motrices et chaudières ; on dispose souvent les machines dans l'atelier des tours et les chaudières sont installées dans un bâtiment à proximité.

Les bâtiments de l'administration dans lesquels se trouvent les bureaux doivent être le plus près possible de l'entrée de l'atelier.

Les dispositions relatives aux incendies doivent être suffisantes et efficaces.

Entretien de la voie. Durée des rails. L'usure des rails sur lesquels les convois marchent toujours dans le même sens (cas d'une double voie) est relativement moindre que dans le cas où les trains parcourent la même voie dans les deux sens, comme cela a lieu dans

les lignes à simple voie. Si les rails sont en acier, il faut pour une usure de 1 *mm* du champignon une circulation de

a) 10 à 20 millions de tonnes brutes dans les parcours à faible pente (jusqu'à $\frac{1}{180}$) et à courbes à très grands rayons, c'est-à-dire dans les parcours où les freins n'entrent pas en action*).

b) 6 à 7 millions de tonnes brutes dans les pentes de $\frac{1}{120}$ à $\frac{1}{150}$ avec courbes à grands rayons.

c) 4 millions de tonnes dans les parcours à pente de $\frac{1}{60}$ à $\frac{1}{100}$ et à courbes de 500 *m* de rayon.

Durée moyenne des traverses :

	Durée moyenne en années.	
	Non préparées.	Préparées.
Traverses en chêne.....	14 à 16	20 à 25,
» en bois de pin **)	7 à 8	12 à 14,
» en hêtre.....	2 à 3	9 à 10.

Les travaux d'entretien ne sont pas poussés avec la même activité durant l'année entière. Pendant la première période (comprenant mars, avril et mai), aussitôt que les gelées sont passées, toutes les voies sont à redresser et regarnir. Pendant la seconde période (de juin en septembre), on doit faire disparaître toutes les anomalies de la voie et effectuer les réparations. Dans la troisième période (automne) il faut reviser avec soin les voies, afin d'en faire disparaître toutes les défectuosités avant la gelée. Enfin, pendant la quatrième période, c'est-à-dire pendant les froids, les travaux d'entretien sont suspendus ou mieux, durant ce temps, on ne répare que les dommages qui pourraient occasionner des accidents. Lorsqu'il se produit des soulèvements par la gelée, il faut chercher à égaliser la voie au moyen de coins en bois ou en fer.

La *reconstruction ou la réfection complète d'un parcours de voie* (c'est-à-dire le remplacement de tous les rails et de toutes les traverses, ainsi que le renouvellement du ballast), doit s'effectuer lorsque les 50 0/0 environ des rails ont été changés. Les rails et les traverses pouvant encore servir devront être considérés comme matériaux de rechange. Lorsqu'on manque de matériaux de rechange, la reconstruction complète de la voie peut avoir lieu à une époque antérieure à celle susmentionnée.

Nous terminerons le chapitre concernant les chemins de fer par quelques remarques qui n'ont pas pu trouver place dans le texte.

Permis de circulation en France. Aucune machine locomotive ne peut entrer en circulation sans permis spécial du préfet du département dans lequel se trouve le

*) Dans les expériences de la Compagnie de l'Est à la Villette, il a fallu environ 26 millions de tonnes brutes pour produire l'usure susmentionnée.

**) *Pinus sylvestris.*

point de départ. Ce permis est délivré, s'il y a lieu, après avoir consulté l'ingénieur des mines ou à son défaut l'ingénieur des ponts et chaussées.

Dans ce permis doivent figurer :

1. Le nom de la locomotive et le service auquel elle est destinée ;
2. La pression maxima de la vapeur dans la chaudière et le numéro du timbre dont la chaudière aura été frappée ;
3. La capacité de la chaudière ;
4. Le diamètre des cylindres et la course des pistons ;
5. Enfin, le nom du fabricant et l'année de la construction.

Les autres conditions que doivent remplir les machines locomotives sont renfermées dans les décrets ministériels (appendice de l'ouvrage).

Nombre des freins que doit contenir un convoi de chemin de fer. En dehors des freins du tender ou de la locomotive, il doit exister sur la longueur du convoi un nombre déterminé de freins manœuvrés par le personnel du train.

D'après les règlements allemands, on doit pouvoir enrayer dans un train de chemin de fer une portion du nombre total des roues dépendant de la nature du train et de la force des pentes. Le tableau suivant donne cette portion ou fraction du nombre total des roues sur lesquelles doivent pouvoir agir des freins en fonction de la pente.

		Trains à voyageurs.	Trains à marchandises.
jusqu'à 1/500	inclusivement	1/8	1/12
1/300	»	1/6	1/10
1/200	»	1/5	1/8
1/100	»	1/4	1/7
1/60	»	1/3	1/5
1/40	»	1/2	1/4

Les trains mixtes marchant avec la vitesse des trains à voyageurs doivent être considérés comme tels.

Si la plus forte pente se trouve entre deux stations sur une longueur inférieure à 1000 *m*, on ne doit pas tenir compte de cette pente pour la détermination du nombre de freins ; mais on prend pour base la pente immédiatement au-dessous se trouvant sur le parcours considéré.

Dans les trains à marchandises, les fractions ci-dessus peuvent être réduites à 1/6 pour les pentes jusqu'à 1/60 inclusivement et à 1/5 pour les pentes jusqu'à 1/40 inclusivement, toutes les fois que l'une des conditions suivantes est remplie :

1° Vitesse du train inférieure à 18 *km* à l'heure ;

2° Nombre des essieux du convoi, inférieur à 80 ;

3° Vitesse du train contrôlée exactement par indicateurs appropriés.

Dans le calcul du nombre des freins, un essieu non chargé est toujours compté pour un demi-essieu chargé.

Lorsque dans des parcours, les pentes sont supérieures à 1/40, le service des freins doit être fait suivant prescriptions spéciales. —

DIXIÈME PARTIE

OPÉRATEURS

I. MACHINES-OUTILS

A. MACHINES-OUTILS POUR LE TRAVAIL DES MÉTAUX *)

a) Poinçonneuses et cisailles.

Soient :
δ l'épaisseur en *mm* de la tôle à percer ou à cisailler,
b la largeur de la dite tôle, en *mm*,
d le diamètre du trou
d_1 le diamètre du poinçon } en *mm* (poinçonneuse)
d_2 le diamètre de la matrice
D le diamètre des disques d'une cisaille circulaire, en *mm*,
h la course d'une cisaille à guillotine, en *mm*,
Q la résistance maxima à vaincre par le tranchant de l'outil, en *kg*,
s la résistance au cisaillement, en *kg* par mm^2 de la matière à couper,
w la résistance de la dite matière à l'écrasement, en *kg* par mm^2,
F la surface coupée maxima, en m^2 par heure,
N le travail total absorbé
N_1 le travail dans la marche à vide } en chevaux-vapeur.
N_2 le travail utile.
Le cisaillement a lieu sans écrasement ni brisures lorsque

$$\delta \leqq b \frac{w}{s} \text{ et } b \geqq \delta \frac{s}{w}$$

Pour le fer :

$$\delta \leqq \tfrac{5}{4} b \text{ et } b \geqq \tfrac{4}{5} \delta.$$

*) Avec utilisation des recherches de Hartig et Hoyer.

Dans les *poinçonneuses*, il est convenable de prendre :

$$d_1 = d - \tfrac{1}{8}\,\delta \quad \text{et} \quad d_2 = d + \tfrac{1}{8}\,\delta$$

On élargit la matrice vers le bas d'une quantité correspondant au biseau du tranchant.

On a : $$Q = 1{,}1\,\pi\, d\,\delta\, s\,;$$

pour le fer forgé (où $s = 45$) :

$$Q = 155{,}6\, d\,\delta.$$

Dans les *cisailles*, les lames ont, en général, le même angle de biseau qui varie de 75 à 80° ; quelquefois, mais rarement, le biseau de la lame supérieure est de 50 à 55° et celui de la lame inférieure de 80°.

Il est convenable que l'angle des mâchoires, α, soit compris entre 8° et 10° ($\alpha \leqq$ angle de frottement).

Dans les cisailles à lames parallèles (ou à guillotine), on a :

$$Q = 1{,}1\, s\,\delta\, b,$$

pour le cas du fer :

$$Q = 49{,}5\,\delta\, b.$$

Dans les cisailles droites :

$$Q = 0{,}55\, s\,\delta^2 \operatorname{cotg} \alpha$$

Le tableau suivant donne le nombre n de coups par minute correspondant à différentes épaisseurs de tôle δ

pour

$\delta =$ 4 à 10	$n = 10$
$\delta =$ 11 à 20	$n = 9$
$\delta =$ 21 à 30	$n = 8$
$\delta =$ 31 à 40	$n = 7$.

La vitesse de cisaillement comporte de 15 à 20 *mm* par seconde.

Dans les machines spécialement pour cuivre et laiton, on augmente le nombre des coups par minute de 30 0/0.

La puissance que nécessite une cisaille et une poinçonneuse est représentée par la formule $N = N_1 + N_2$ formule dans laquelle d'après *Hartig* :

$$N_1 = 0{,}1 + \frac{n_1\,\delta^2}{1\,000\,000}$$ (n_1 représente le nombre de coups par heure).

$$N_2 = 3{,}71\, a\, F,$$

où a représente la dépense de travail par mm^2 de section, en *kgm*,

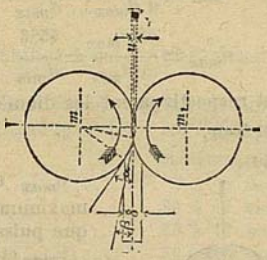
$$a = 0{,}25 + 0{,}0145\,\delta.$$

D'après les expériences de *Hartig*, il est convenable de suivre les données suivantes :

Épaisseur de la tôle. . . . . $\delta =$	10	20	30	40
Coups par minute. . . . . $n =$	10	9,2	8,3	7,5
Travail perdu (à vide). . . . . $N_1 =$	0,16	0,32	0,55	0,82
Travail absorbé par mm^2 de section coupée. . . . . en *kgm* =	0,395	0,540	0,685	0,830.

Les *cisailles circulaires* (fig. 403) sont employées pour couper des tôles ayant jusqu'à 4 *mm* d'épaisseur. On prend $D = 50\ \delta$ (mais il ne

Fig. 403.



faut pas dépasser 200 *mm*). La quantité u dont les disques se croisent comporte au maximum $\frac{1}{8}\ \delta$. La vitesse circonférencielle des disques peut varier de 0,5 à 0,75 *m* par seconde.

b. Tours

Le tableau suivant donne la vitesse circonférentielle de la pièce à tourner (cette vitesse v est appelée ordinairement vitesse de l'outil).

	Dégrossissage	Planage
Pour la fonte	50 — 100	150
Pour la fonte durcie	50	50
Pour le fer	90 — 115	180
Pour l'acier	60	180
Pour le bronze et le cuivre	200	240

L'avancement de l'outil par tour de la pièce à travailler comporte de 0,2 à 1,5 *mm* (pour le dégrossissage en moyenne 0,5 *mm*). L'épaisseur du copeau peut être prise comme maximum égale à 10 *mm* pour la fonte, 7 *mm* pour le fer, 4 *mm* pour l'acier et 3 *mm* pour le bronze.

La pression maxima de l'outil sur la pièce à tourner, lorsque celle-ci est en acier, comporte 500 *kg* pour les petits tours, 1000 *kg* pour les tours moyens et 1500 *kg* pour les gros tours. Le nombre des poulies des cônes étagés augmente avec la grosseur du tour et varie de 3 à 6, suivant les dimensions des objets à tourner.

Dans l'installation des tours pour le travail des métaux, on s'arrange pour avoir la meilleure gradation possible du nombre de tours par minute.

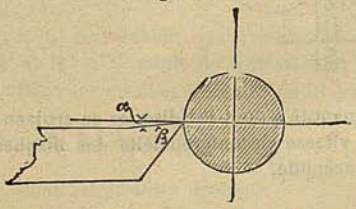
Les limites du nombre de tours par minute sont données par les formules

$$n_{min} = \frac{60\, v_{min}}{\pi\, d_{max}} = \frac{955}{d_{max}},$$

$$n_{max} = \frac{60\, v_{max}}{\pi\, d_{min}} = \frac{4586}{d_{min}}$$

où d_{max} et d_{min} sont respectivement les diamètres maximum et minimum de travail du tour,

Fig. 404.



n_{max} et n_{min} les nombres maximum et minimum de tours que puisse faire la pièce,

v_{max} et v_{min} les vitesses d'outils correspondantes.

Si l'on se place au point de vue de la meilleure utilisation du travail, l'angle d'incidence α (fig. 404) est :

pour le fer 3° pour un angle tranchant $\beta = 51°$,
» la fonte 4° » » » $\beta = 51°$,
» le bronze 3° » » » $\beta = 66°$.

Le travail consommé total est $N = N_1 + N_2$

Tableau des valeurs de N_1 d'après les recherches de Hartig.

Nombre des engrenages de l'arbre moteur à l'axe du tour.	Machines		
	légères	moyennes	lourdes
0	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}0005\, n$	$0{,}10 + 0{,}0023\, n$	$0{,}25 + 0{,}0041\, n$
2	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}0012\, n$	$0{,}10 + 0{,}0150\, n$	$0{,}25 + 0{,}053\, n$
3 ou 4	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}05\, n$	$0{,}13 + 0{,}1100\, n$	$0{,}25 + 0{,}18\, n$

De plus, on a $N_2 = \varepsilon\, G$, où

ε représente le travail nécessaire pour couper 1 *kg* de matière par heure et G le poids des copeaux coupés dans le même temps.

Pour le cas d'un copeau ayant une section moyenne de $f = 2{,}8\ mm^2$, on a :

$\varepsilon = 0{,}069$ pour la fonte ;
$\varepsilon = 0{,}072$ pour le fer;
$\varepsilon = 0{,}104$ pour l'acier.

Si pour le calcul de G, nous prenons pour base les valeurs ci-dessus indiquées, c'est-à-dire vitesse circonférentielle $= 100\ mm$, avancement pour une passe de dégrossissage $= 0{,}5\ mm$ et épaisseur du copeau $= 10\ mm$; alors on obtient $G = 13{,}5$.

L'effet utile des tours en moyenne $\eta = 0{,}675$.

Dans les tours à fileter, la vitesse du retour à vide ou retour rapide est égale à 1,5 fois la vitesse de travail.

c. Machines à percer et à aléser *).

Le tableau ci-après contient les vitesses circonférentielles de l'outil coupant qu'il convient d'adopter pour les différents métaux :

	1. Machines à percer.	2. Alésoirs.
Fonte durcie	7 à 14 *mm*	6 à 12 *mm*
Acier	30 à 40 *mm*	25 à 35 *mm*
Fonte	60 à 70 *mm*	50 à 60 *mm*
Fer	80 à 160 *mm*	60 à 70 *mm*
Bronze	100 à 180 *mm*	90 à 150 *mm*
Avancement de l'outil par tour	0,1 à 0,5 *mm*	0,1 à 1 *mm*

L'angle tranchant des outils varie entre 50° et 80°, l'angle d'incidence = 4 à 5, l'angle d'attaque varie donc entre 54° et 85°.

Travail consommé. Si n_1 représente le nombre de tours de l'arbre principal de la machine et n_2 celui de l'outil, le travail à vide est donné par les formules suivantes :

Pour les machines à percer ordinaires.

Sans engrenages $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}0005\, n_2$,

Avec engrenages $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}001\, n_2$,

Pour les machines à percer dites radiales.

Sans engrenages $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}004\, n_2$.

Avec engrenages $N_1 = 0{,}04 + 0{,}0006\, n_1 + 0{,}004\, n_2$,

Si V représente le volume de matière coupée par heure en cm^3, et ε la dépense en travail par cm^3 et par heure exprimée en chevaux-vapeur; le travail utile de la machine à percer est:

$$N_2 = \varepsilon\, V.$$

$$\text{Pour la fonte } \varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}001}{d},$$

$$\text{Pour le fer } \varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}04}{d},$$

formules dans lesquels d représente le diamètre du trou en *mm*.

Si k est la résistance à la traction de la matière en *kg* par mm^2,

d le diamètre du trou en *mm*,

δ l'avancement par tour de l'outil, en *mm*,

v la vitesse circonférentielle en *m* par seconde,

pour les machines à percer ordinaires, on a :

$$N_2 = 0{,}044\, d\, \delta\, k\, v.$$

*) Voir § *f*.

pour les machines à percer dites radiales,

$$N_2 = 0{,}062\, d\, \delta\, k\, v.$$

L'effet utile des machines à percer simples est $\eta = 0{,}832$
celui des radiales $\eta = 0{,}593$.

d. Machines à raboter.

La vitesse de l'outil comporte :

dans les grosses raboteuses	90 *mm*,
dans les raboteuses moyennes	100 *mm*,
dans les petites raboteuses	110 *mm*.

La vitesse de retour (retour rapide) de l'outil est de 1,5 à 2 fois plus forte que la vitesse de travail. La commande des *limeuses* (machines à limer) ou étaux limeurs se fait habituellement au moyen de cônes à 3 vitesses.

Dans les limeuses, les vitesses correspondant aux différents métaux sont :

pour le fer	= 150 à 170 *mm*	par seconde,
» la fonte	= 130 à 150 *mm*	» »
» l'acier	= 80 à 100 *mm*	» »
» le bronze	= 180 à 220 *mm*	» »

L'avancement de l'outil est de 0,2 à 3 *mm* dans les raboteuses et de 0,2 à 1,5 *mm* dans les limeuses.

La hauteur du copeau ne doit pas dépasser

20 *mm* pour la fonte,
12 *mm* pour le fer,
8 *mm* pour l'acier,
4 *mm* pour le bronze.

La pression maxima sur l'outil varie de 1000 à 1500 *kg*.

L'avancement de l'outil a lieu lors du retour rapide ou bien à la fin de chaque course, lorsque la machine est à outils à retournement automatique.

La dépense en travail des machines à raboter est :

$$N = N_1 + N_2,$$

formule dans laquelle

$$N_1 = 0{,}81\, N_2 \text{ et}$$
$$N_2 = \varepsilon G.$$

ε représente le travail en chevaux-vapeur absorbé par heure et par *kg* de matière rabotée et G le poids, en *kg*, de la matière enlevée par heure.

Pour une section de copeau moyenne f (en mm^2) on a :

$$\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f}.$$

Approximativement :

$\varepsilon = 0{,}246$ pour l'acier,
$\varepsilon = 0{,}114$ pour le fer,
$\varepsilon = 0{,}113$ pour la fonte,
$\varepsilon = 0{,}028$ pour le bronze.

L'effet utile des machines à raboter $\eta = 0{,}553$.

e. Scies à métaux.

Les scies circulaires pour couper les métaux à froid ayant un diamètre allant jusqu'à 100 *mm* ont une épaisseur de 1 *mm* et un pas pouvant atteindre 3 *mm*.

Les scies d'un diamètre supérieur, jusqu'à 500 *mm*, peuvent avoir jusqu'à 4,5 *mm* d'épaisseur. Les dents sont disposées alternativement d'un côté et d'autre du disque et ont 1,5 *mm* d'épaisseur. Le pas = 5 à 12 *mm*.

La vitesse à la circonférence comporte 220 *mm* par seconde.

L'avancement varie de 0,125 à 0,25 *mm* par seconde.

β *Les scies circulaires pour couper les métaux à chaud* ont un diamètre de 0,8 à 1,2 *m*. La vitesse circonférentielle comporte 60 à 80 *m* par seconde.

f. Machines à aléser.

La vitesse de l'outil peut être prise égale au 2/3 de celle indiquée pour les tours ; l'avancement de l'outil varie de 0,2 à 1 *mm*.

La pression maxima sur l'outil est environ 1300 *kg*. — Le travail utile N_2 est, d'après *Hartig*, donné par la formule :

$$N_2 = \varepsilon\, G,$$

où G représente le poids en *kg* de la matière coupée par heure et

$$\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f} \text{ chevaux-vapeur.}$$

Pour $f = \frac{1}{2}$: 1 ; 5 ; 10 ; 20 mm^2

$\varepsilon = 0{,}294,\ 0{,}164,\ 0{,}050,\ 0{,}047,\ 0{,}041,$

f représente l'aire, en mm^2, de la section du copeau.

g. Machines à fraiser.

La vitesse à la circonférence de la fraise varie de 60 à 200 *mm* pour la fonte.

Le travail en chevaux-vapeur absorbé par une machine à fraiser est, d'après *Harlig*

$$N = N_1 + \varepsilon\, G$$

N, varie de 0,1 à 0,5 cheval-vapeur,

ε représente en chevaux-vapeur le travail dépensé par heure et par kg de matières enlevées;

$\varepsilon = 0{,}239$ pour la fonte dure (croûte);

$\varepsilon = 0{,}113$ pour la fonte tendre dans le cas où la section moyenne du copeau $f = 0{,}37\ mm^2$.

Pour le fraisage des dents d'engrenages $\varepsilon = 0{,}26$ pour $f = 0{,}24\ mm^2$.

L'avancement est de 0,125 à 0,3 mm par seconde.

B. MACHINES POUR LE TRAVAIL DU BOIS

a. Scieries.

α. Scieries à mouvement alternatif.

Soient :

H la course de la scie,

h la hauteur de coupe maxima ou le diamètre maximum de la bille à débiter,

δ l'avancement par course ou par coup de scie,

n le nombre de coups ou courses doubles par minute.

v la vitesse de la scie en m par seconde.

Scieries verticales. Les scieries à plusieurs lames doivent être disposées de manière que les lames (dont le nombre peut atteindre 12 à 18) soient disposées symétriquement par rapport à l'axe du châssis porte-scies. Dans ces scieries, les distances entre lames doivent pouvoir être changées facilement.

Le châssis porte-lames ainsi que les bielles de commande doivent être construits le plus légèrement possible. Il est convenable de disposer l'arbre de commande au-dessous du châssis de la scie, et, en vue de la stabilité, de fixer sur une même plaque de fondation, le bâti et les paliers supportant l'arbre de commande :

On prend $n = 100$ jusqu'à 200 tours par minute

$H = 0{,}06$ à $0{,}09\ h$.

Quelquefois on donne $H = 1{,}7$ à $2\ h$ et comme minimum $H = h + 0{,}1\ m$, il faut dans ce cas comprendre par h une valeur moyenne de l'épaisseur du bloc à débiter qui est égale au maximum à la moitié de la plus grande valeur que peut avoir cette épaisseur.

Pour les scies simples et les scies légères, $v = 3{,}5$ à $4\ m$; pour les scies multiples et les scies lourdes, $v = 2{,}5$ à $3{,}1\ m$.

L'avancement est intermittent et varie de 0 à 6 mm par trait de scie.

Une scierie à cylindres peut débiter, en madriers et planches, de 3 à 5 billes de 8 m de long par heure; une scierie à chariot ne fait que la moitié de ce travail par heure.

Dans ce dernier cas le retour rapide du chariot comporte une vitesse d'environ 1 *m* par seconde.

La dépense en force peut aller jusqu'à 8 chevaux-vapeur: cette dépense

$$= 4 + \frac{5}{8} z,$$

où z représente le nombre des lames.

D'après Schneider une scierie à plusieurs lames scie par cheval-vapeur et par heure une surface de 5,758 m^2.

Le bois mouillé se scie plus facilement que le bois sec. Voici les nombres exprimant le rapport de la résistance au sciage du bois dans ses différents états.

bois complètement mouillé	= 26,
bois humide	= 27,
bois séché à l'air	= 30,
bois complètement sec	= 32.

Les *châssis porte-scies horizontaux* n'ont qu'une lame coupant dans les deux sens. Les guides du châssis sont légèrement cintrés aussi bien dans le sens vertical que dans le sens horizontal. Le châssis ainsi que les bielles de commande sont en bois.

$$H = 0{,}75 \text{ à } 0{,}9\ h,$$
$$v = 5 \text{ à } 7\ m\ (n = 240 \text{ à } 300).$$

L'avancement continu s'effectue par le moyen d'un chariot et varie de 0 à 4 *mm* par course double. La vitesse du chariot lors du retour est environ de 0,3 *m* par seconde. La dépense en force comporte de 2,5 à 4,5 chevaux-vapeur.

Les *scies à placage* font de 200 à 300 coups de scie par minute. L'avancement est intermittent et varie de 0,5 à 1,3 *mm* par trait de scie. La dépense en travail est de 1,5 à 2 chevaux.

β. *Scies circulaires.*

Le diamètre du disque peut varier de 0,15 à 1,2 *m*. La vitesse circonférentielle de la scie, lorsque l'avancement a lieu dans le sens des fibres, est de 40 à 50 *m* et dans le sens perpendiculaire d'environ 30 *m* par seconde. L'avancement s'effectue soit au moyen de la main, soit par un moyen automatique quelconque (cordes, chaînes ou cylindres); cet avancement peut atteindre jusqu'à 20 *m* par minute, suivant l'espèce et l'épaisseur du bois à débiter. La dépense en travail peut atteindre jusqu'à 20 chevaux-vapeur.

Les scies circulaires à placage ne sont employées que pour le placage ordinaire. Vitesse circonférentielle de la lame 25 à 32 *m* par seconde Avancement $= \frac{1}{800}$ de la vitesse circonférentielle. Travail absorbé = 4 à 6 chevaux-vapeur.

γ. *Scie à ruban.*

La lame de la scie passe sur deux poulies à axes horizontaux ayant de 0,65 à 1 *m* de diamètre et équilibrées avec soin. La vitesse du ruban comporte environ 20 *m* par seconde.

La lame doit être guidée latéralement à son entrée dans la pièce à scier ainsi qu'à sa sortie au moyen de blocs en bois. — Les poulies doivent être recouvertes de cuir ou de caoutchouc. La poulie supérieure doit être construite le plus légèrement possible et doit être supportée par des coussinets mobiles de telle manière que l'on puisse obtenir constamment la même tension de lame au moyen de ressorts, de tampons en caoutchouc ou de contre-poids ; l'axe de la poulie supérieure doit pouvoir osciller d'une faible quantité dans un plan vertical. L'avancement s'effectue à la main ou bien il est automatique. La dépense en travail peut atteindre 2 chevaux-vapeur.

δ. *Scie à chantourner.*

La course comporte 90 à 180 *mm*. Nombre de courses par minute = 400 à 500. Dépense en travail = environ 0,5 cheval-vapeur.

ε. *Machines à affuter les scies à mouvement alternatif et les scies circulaires.*

Le diamètre de la meule en bois égale 0,28 à 0,36 *m* ; son épaisseur varie de 5 à 13 *mm*. La vitesse périphérique comporte environ 27 *m* par seconde. Le travail absorbé est environ égal à 0,5 cheval-vapeur.

b. **Machines à raboter le bois.**

α. *Porte-outils à axe vertical.*

Le nombre de tours du porte-outils varie de 1000 à 1300 par minute ; il correspond à une vitesse de coupe de 40 à 52 *m* par seconde.

L'avancement varie de 2 à 5 *m* par minute. Le travail dépensé varie de 3 à 6 chevaux-vapeur.

β. *Raboteuse à cylindres.*

Nombre des lames = 1 à 4 ; vitesse circonférentielle des couteaux = environ 32 *m* par seconde. Avancement moyen = environ 7,5 *m* par minute.

c. Machines à bouveter pour poutres et planches.

Vitesse circonférentielle de l'outil = environ 32 *m* par seconde : diamètre de l'outil = environ 250 à 300 *mm*. L'avancement se fait à la main.

d. Machines à fraiser et à tenons

Les vitesses périphériques des outils de ces machines sont les mêmes que celles des machines à raboter.

L'avancement se fait toujours à la main. Dans des travaux spéciaux, comme, par exemple, dans la fabrication des meubles, il est convenable de disposer la machine à fraiser de façon à pouvoir changer le sens de rotation de l'outil coupant. La dépense en travail comporte environ 2 chevaux-vapeur.

e. Machines à copier.

La pièce à travailler fait 1 tour pour 120 à 150 tours de l'axe du porte-fraise. L'avancement (automatique) comporte pour le dégrossissage 0,4 *m*, pour le finissage 0,09 *m* par minute, ce qui correspond à un avancement de 10 à 12 *mm* (dégrossissage) et de 2,5 (finissage) par tour de la pièce de travail. La dépense en travail est environ de 1 à 1,5 cheval vapeur.

f. Machines à percer.

Les machines à percer le bois sont semblables aux machines à percer les métaux ; seulement l'avancement s'effectue toujours à la main. La vitesse périphérique des forets atteint jusqu'à 5,5 *m* par seconde ; la dépense en travail est de 1 cheval-vapeur.

g. Machines à mortaiser.

Nombre de coups par minute = 150 à 300. Vitesse de l'outil égale 1,5 à 2,75 *m* par seconde.

L'avancement du bois s'effectue à la main et comporte 0,5 à 2,5 *mm* par coup ; le travail absorbé varie de 0,75 à 1,5 cheval-vapeur.

II. MACHINES ÉLÉVATOIRES POUR CORPS SOLIDES ET FLUIDES

A. POMPES

a. Pompes à pistons.

Désignons par
Q la quantité d'eau en m^3, à élever par minute,
h la hauteur d'aspiration,
h' la hauteur de refoulement,
h'' la perte de charge due aux frottements,
l la longueur de la conduite d'aspiration,
l' la longueur de la conduite de refoulement,
f et f' les sections respectives des tuyaux d'aspiration et de refoulement (ordinairement $f = f'$),
d et d' les diamètres correspondant aux sections f et f',
F la section du corps de pompe,
D son diamètre,
r la longueur de la manivelle,
q le volume de la cylindrée $= 2rF$,
z le nombre de courses doubles ou de tours par minute,

(en m, respectivement en m^2, pour h, h', h'', l, l', f, f', d, d', F, D, r)

v la vitesse du maneton ou bouton de la manivelle (elle correspond à une vitesse moyenne de piston variant de 0,15 à 0,8 m par seconde),

c la vitesse de l'eau dans la conduite d'aspiration en m par seconde (le mieux est de prendre $c = 1$ m; c doit toujours être inférieur à 2 m),

H la pression atmosphérique $=$ colonne d'eau de 10 m,

γ le poids d'un m^3 d'eau $= 1000$ kg.

La *quantité d'eau effective* livrée par minute est alors représentée :

pour les pompes à *simple effet* par $Q = z\,\frac{\pi D^2}{2} r\psi$,

pour les pompes à *double effet* par $Q = z\pi D^2 r\psi$.

Dans ces formules :

$\psi = 0{,}95$ dans les pompes d'exécution soignée,
$= 0{,}90$ dans les bonnes pompes,
$= 0{,}85$ à $0{,}80$ dans les pompes ordinaires.

Dans les formules qui suivent nous avons supposé un rendement en volume $\psi = 0{,}80$; *c'est-à-dire la quantité d'eau à élever par minute* Q *a été remplacée par* $1{,}25\,Q$.

1. POMPES A SIMPLE EFFET

Supposons que les données soient Q et le nombre de courses doubles par minute z, on a :

$$q = \frac{1,25Q}{z}.$$

Dans les pompes à piston à clapets, le rapport du diamètre du corps de pompe à la course du piston varie de 1 : 1,5 à 1 : 2 ; dans le cas de piston plongeur, le même rapport est compris entre les limites 1 : 2 et 1 : 4.

Si le nombre des courses doubles n'est pas donné, on obtient des dimensions convenables en posant :

$$q = 14f\sqrt{f}, \quad \text{c'est-à-dire} \quad z = \frac{1,25Q}{14f\sqrt{f}}.$$

Lorsqu'il existe un réservoir d'aspiration dont le volume doit être égal à celui de la pompe (q), la section du tuyau d'aspiration doit satisfaire la formule :

$$f \geqq \frac{0,187Q}{\sqrt{2g\,(H-h-h'')}} \text{ (tableau pour } \sqrt{2gh} \text{ voir page 152)}.$$

D'après Weisbach :

$$h'' = \left(0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{c}}\right)\frac{l}{d}\frac{c^2}{2g} \text{ et } c = \frac{Q}{60f}$$

(pour h'', voir tableau pages 190 et 191).

S'il n'existe pas de réservoir d'aspiration, on doit avoir

$$f \geqq \frac{0,375Q}{\sqrt{2g\,(H-h)}}$$

et la relation

$$q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l}{900f\,2g\,(H-h)}$$

doit être satisfaite.

Si L représente, en m, la longueur de la bielle de commande du piston ; il faut, pour éviter les coups d'eau dans la conduite d'aspiration, que la vitesse de la manivelle satisfasse la relation

$$v \leqq \sqrt{g\frac{f}{F}\frac{r}{l}\frac{L}{r+L}(H-h)}.$$

Les tuyaux d'aspiration doivent aller toujours en montant jusqu'à la pompe ; les amas d'air (poches d'air) dans l'intérieur du corps de pompe doivent soigneusement être évités par une construction convenable et dans la conduite de refoulement en disposant les tuyaux de manière à ce qu'ils aillent toujours en montant. Si l'on ne peut

pas obtenir ce résultat, il faut disposer sur la pompe des robinets de purge d'air spéciaux ou des soupapes d'évacuation.

Dans les conduites de refoulement qui ne sont pas très longues, on prend la section des tuyaux de refoulement égale à celle des tuyaux d'aspiration. Cependant si la vitesse maxima éventuelle v donne

$$\frac{Fv^2l'}{f'rgh'} > 1,$$

on détermine la section de la conduite de refoulement f' de manière que la vitesse dans cette conduite soit environ de 0,6 m. Il est à recommander de faire usage dans ce cas d'un réservoir de refoulement afin de moins fatiguer les organes moteurs.

Le volume du réservoir de refoulement = 49. L'épaisseur des parois du réservoir ainsi que les dimensions des organes moteurs se calculent pour la tension maxima que peut acquérir l'air ; cette tension maxima dépasse rarement le double ou le triple de la pression moyenne.

Le réservoir de refoulement empêche aussi les coups d'eau. Il ne peut pas se produire de coups d'eau dans les pompes sans réservoir de refoulement lorsque

$$\frac{Fv^2}{f'r} \leqq \frac{H + h'}{l'};$$

Des chocs peuvent cependant se produire aux points où il y a des changements de direction par rapport à l'horizontale. Dans le cas de la figure 405, il ne peut se produire de choc dans la pompe que si l'équation ci-dessus n'est pas satisfaite.

Au point A (fig. 406), il n'y aura pas de coup d'eau si

$$\frac{Fv^2}{f'r} \leqq \frac{H}{l''},$$

où l'' représente la partie horizontale de la conduite de refoulement.

Fig. 405.

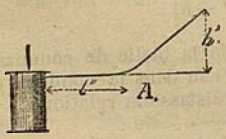
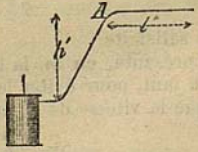


Fig. 406.



Si l'on désigne par y la hauteur du point où le coup d'eau peut avoir lieu, et par l''' la longueur de la conduite jusqu'en ce point ; le coup d'eau ne se produit pas lorsque

$$H + \frac{h'(l + l''') - h'l' - l'''}{l + l'} \geqq y,$$

et dans le cas d'un réservoir de refoulement lorsque

$$H + \frac{h'l''' - h(l' - l'')}{l'} \geqq y.$$

Dans les pompes destinées à alimenter des fontaines, lorsque le réservoir de refoulement peut être maintenu plein d'air comprimé, on peut prendre pour le volume de ce réservoir de refoulement $V = 4q$.

Dans le cas de jets d'eau, on a :

$$V = 4q\,\frac{h' + H}{H}.$$

Dans le cas d'une longue conduite, où les organes de la pompe ne doivent pas être soumis à des efforts supérieurs au double de ceux correspondant à la pression moyenne, on doit prendre

$$V = \frac{0,6Qc'l'}{2g\,(H + h' + h'')},$$

où c' représente la vitesse uniforme régnant dans les tuyaux de refoulement ($c' =$ environ 0,6 m).

2. POMPES A DOUBLE EFFET

En supposant donnés Q et z, on a :

$$q = \frac{1,25Q}{2z}.$$

Le rapport du diamètre à la course est compris entre 1 : 1 $\frac{1}{2}$ et 1 : 2 $\frac{1}{2}$.

Si le nombre de tours n'est pas donné, on peut, comme pour les pompes à simple effet, poser :

$$q = 14f\sqrt{f}, \quad \text{c'est-à-dire} \quad z = \frac{1,25Q}{28f\sqrt{f}}.$$

Lorsque la pompe a un réservoir d'aspiration, on doit avoir :

$$f \geqq \frac{0,1Q}{\sqrt{2g\,(H - h - h'')}};$$

Lorsqu'il n'y a pas de réservoir d'aspiration, on doit avoir les relations

$$l \geqq \frac{0,187Q}{\sqrt{2g\,(H - h)}}, \quad \text{et} \quad q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l}{3600f.\,2g\,(H - h)}.$$

Si ces relations ne sont pas satisfaites, il faut ou bien augmenter les valeurs de f et de q ou bien alors introduire un réservoir d'aspiration.

Les formules données dans 1 qui concernent les sections des tuyaux de refoulement et les coups d'eau, sont applicables au cas qui nous occupe.

Le volume du réservoir d'aspiration $= q$.

Le volume du réservoir de refoulement égale

pour les fontaines montantes $V = 1{,}6q$,

pour les jets d'eau $V = 1{,}6q\,\dfrac{H + h'}{H}$,

pour les longues conduites $V = \dfrac{0{,}6Qc'l'}{2g\,(H + h' + h'')}$,

$c' =$ environ $0{,}6\ m$.

3. POMPES A SIMPLE EFFET POUR L'ASPIRATION ET A DOUBLE EFFET POUR LE REFOULEMENT

Pour ce qui concerne la conduite d'aspiration, ces pompes doivent être considérées comme des pompes à simple effet et pour ce qui a rapport à la conduite de refoulement et aux réservoirs d'air comme des pompes à double effet dont la cylindrée $= \dfrac{q}{2}$.

GÉNÉRALITÉS

Dans l'exécution des modèles des pompes qui peuvent être utilisées dans des cas très variés, il est à recommander de prendre le diamètre des tubulures d'aspiration et de refoulement $= \frac{3}{4}\,D$. Dans les pompes utilisées dans les mines, il n'est pas rare que ce diamètre soit encore plus grand.

Lorsque les conduites ne sont pas trop considérables, le travail en chevaux-vapeur absorbé par une pompe est

$$L = \frac{\varepsilon Q\,(h + h')}{75 \times 60}.$$

$\varepsilon = 1{,}25$ dans les pompes à exécution soignée,

$\varepsilon = 1{,}33$ dans les bonnes pompes,

$\varepsilon = 1{,}43$—$1{,}54$ dans les pompes ordinaires.

Pour obtenir un écoulement continu et la force la plus constante possible dans le mouvement de va-et-vient du piston, il faut accoupler ou conjuguer deux corps de pompe : c'est ce qui donne le meilleur résultat. On atteint le même but avec un seul corps de pompe : 1° en faisant usage d'un piston à clapets commandé par une tige renflée d'une quantité convenable ; 2° en prenant un piston plongeur à tige convenablement renflée et en disposant des clapets

d'une façon convenable ; 3° en faisant usage d'une pompe à plongeur à double effet. Dans les cas 1 et 2 la section de la tige renflée doit être égale à la moitié de la section du piston.

Pour avoir un écoulement tout à fait uniforme, on doit, ou bien introduire un réservoir d'air ou bien accoupler plusieurs pompes refoulant dans la même conduite et commençant leur course à des moments différents.

SOUPAPES ET CLAPETS

Si la surface de contact de la soupape avec son siège est plane, on prend pour largeur s (en *mm*) de recouvrement celle donnée par la formule

$$s = 1{,}4\sqrt{d},$$

où d représente le diamètre (en *mm*) de la soupape : si une soupape a plusieurs sièges, on prend partout le recouvrement correspondant au diamètre de la plus grande ouverture fermée par la soupape.

Dans les sièges coniques, la largeur s du recouvrement déterminée par la formule précédente n'est pas à mesurer dans la direction des génératrices du cône mais dans le plan renfermant l'ouverture de la soupape. L'angle au sommet du cône = 45°.

Dans les soupapes à section de forme quelconque, on calcule le diamètre du cercle ayant la même section et on détermine le recouvrement (s) au moyen de la formule ci-dessus. Dans le cas de sièges en cuir ou en caoutchouc, on doit augmenter un peu s afin de diminuer la pression spécifique.

La levée des soupapes et des clapets doit être telle qu'il y ait partout une section de passage au moins $= f$; il est avantageux d'augmenter les dimensions des soupapes afin de diminuer la levée et par suite d'accélérer la fermeture. On prend volontiers 1,5 f pour la section de passage de l'eau à travers la soupape.

Le poids de la soupape dépend de la vitesse dont l'eau est animée en traversant la soupape. D'après *Fink* on peut faire usage du tableau suivant.

Vitesse moyenne c en m	Poids de la soupape par cm^2 en kg	Perte de charge en m
0,60	0,0070	0,068
0,80	0,0115	0,119
1,00	0,0185	0,187
1,25	0,0290	0,292
1,50	0,0420	0,422
1,75	0,0575	0,577
2,00	0,0750	0,750

Pour un diamètre de soupape variant de 160 à 210 *mm* on peut encore employer des soupapes circulaires simples en forme d'assiette ; à partir de ces diamètres, jusqu'au diamètre double, on peut prendre des soupapes annulaires simples et de là jusqu'au diamètre quadruple des soupapes annulaires doubles.

Dans les *clapets*, on prend l'angle d'ouverture tel que la surface de passage de l'eau soit au moins égale à celle de la section du tuyau d'arrivée. Les poids des clapets se prennent égaux aux poids susmentionnés des soupapes.

On évite les chocs en substituant au clapet unique un plus grand nombre de clapets et en donnant à ces clapets un poids plus considérable.

La section admissible maxima comporte 340 à 400 cm^2.

La forme carrée des clapets est la plus défavorable, meilleure est la section rectangulaire dans laquelle les côtés perpendiculaires à l'axe de rotation sont moitié de ceux parallèles au même axe. L'angle de levée dans ce dernier cas comporte 38° ; dans les clapets mi-circulaires le même angle = 45°.

Dans les clapets triangulaires on prend aussi cet angle = 45°.

Lorsque le plan du siège n'est pas normal à l'axe du tuyau, on obtient des angles de levées plus favorables.

Dans le cas de clapets en caoutchouc reposant sur une grille, on doit prendre pour le diamètre de tels clapets 0,7 à 0,75 *D*.

b. Pompes centrifuges.

Dans les pompes centrifuges convenablement construites, la hauteur d'aspiration peut être prise aussi grande que dans les pompes à mouvement alternatif.

Cependant on ne peut dépasser une hauteur d'aspiration de 6 *m* que dans des cas exceptionnels.

Dans les constructions ordinaires le maximum de hauteur de refoulement comporte 15 *m* ; au moyen de dispositions spéciales, on peut aller jusqu'à 30 *m*.

Avant de mettre en marche, la pompe doit être amorcée. L'amorçage peut avoir lieu en remplissant la pompe d'eau (dans ce cas il est nécessaire d'avoir un clapet de pied dans la conduite d'aspiration) ou bien, on peut faire usage d'appareils à vapeur à faire le vide (éjecteurs).

L'eau peut atteindre dans les tuyaux une vitesse de 2,5 *m* dans les pompes centrifuges provisoires, par exemple lorsqu'elles sont destinées à l'épuisement de l'eau dans des ondations ou dans des cas semblables, où le prix d'installation et le poids sont plus à considérer que le rendement de la pompe.

Il est cependant convenable de ne pas dépasser la vitesse de 1,8 *m* par seconde.

Dans les longues conduites de refoulement et d'aspiration et si l'on désire avoir un bon rendement il convient de diminuer cette vitesse jusqu'à 1 *m* par seconde.

Le rendement des pompes centrifuges est en moyenne de 60 %; ce rendement augmente en général avec la grosseur de la pompe *), avec une diminution de vitesse de l'eau dans les tuyaux et (dans de certaines limites) avec la hauteur de refoulement.

Habituellement, les roues à ailettes ou à aubes sont disposées de telle manière que l'eau y entre par deux œillards. Chacune des surfaces d'entrée doit être égale au moins à la moitié de celle de la section du tuyau d'aspiration. Les roues à ailettes peuvent se composer d'une paroi mitoyenne avec aubes disposées en porte à faux de part et d'autre de cette paroi, ou bien de trois parois : une mitoyenne et deux reliant entre elles les extrémités des aubes ; par cette dernière disposition la force absorbée par le mouvement de la roue à ailettes est diminuée et l'usure des arêtes des aubes est empêchée.

On construit les aubes de la roue de la façon suivante :

On divise l'angle au centre dont les côtés passent par les extrémités de l'aube à construire en un certain nombre de parties égales ; on divise la largeur $\frac{D' - d')}{2}$ en un même nombre de parties égales, et par chacun des points de division on fait passer un cercle. Les points d'intersection du premier cercle, à partir du centre avec le premier rayon de division, du second cercle avec le deuxième rayon, etc., donnent autant de points de la courbe cherchée.

Le nombre des aubes égale généralement 6, ce nombre augmente dans les grandes pompes, il peut diminuer jusqu'à 4 dans les petites.

Les sections de la partie en forme de spirale comprise entre la roue à ailettes et le corps de pompe croissent progressivement jusqu'à devenir égales à la section correspondant au diamètre d.

Soient :

Q la quantité d'eau à élever par seconde en m^3,
H la hauteur d'élévation (aspiration + refoulement),
d le diamètre du tuyau d'aspiration ou de l'œillard,
d_1 le diamètre du tuyau de refoulement,
d' le diamètre intérieur de la roue à ailettes,
D' le diamètre extérieur de la roue à ailettes,
V la vitesse à la circonférence extérieure de la roue à ailettes.
l la hauteur des aubes mesurées à la circonférence intérieure,
v la vitesse par seconde du liquide en entrant dans la roue,

} en *m*.

φ l'angle au centre correspondant à la courbe des aubes (voir plus haut).

*) La pompe la plus grande construite par la maison Brodnitz et Seydel à Berlin, élève 140 m^3 par minute. Les deux tuyaux d'aspiration ont chacun 850 *mm*, le tuyau de refoulement 1200 *mm* de diamètre.

Pompes centrifuges des frères Sulzer, à Winterthur.

Hauteur d'élévation H =				2	4	6	8	10	12	14	16	18	20 m
N°	Diamètre extérieur D' de la roue à ailettes.	Diamètre intérieur d de la roue à ailettes.	Hauteur des aubes l à la circonférence intérieure.	Hauteur des aubes à la circonférence extérieure.	n = Nombre de tours par minute.									
I.	0,150	0,056	0,065	0,008	1160	1500	1800	2000	—	—	—	—	—	—
II.	0,210	0,065	0,084	0,010	830	1080	1280	1460	1600	—	—	—	—	—
III.	0,270	0,080	0,090	0,015	662	840	1000	1130	1250	1355	—	—	—	—
IV.	0,330	0,087	0,108	2 × 0,009	528	600	820	928	1020	1108	1190	1260	—	—
V.	0,450	0,118	0,145	2 × 0,012	387	508	600	681	750	803	872	925	980	1022
VI.	0,620	0,210	0,200	2 × 0,017	280	366	434	492	542	588	630	668	708	740
VII.	0,800	0,265	0,240	2 × 0,022	216	282	336	381	420	455	488	518	548	572
VIII.	1,000	0,380	0,300	2 × 0,025	118	160	192	—	—	—	—	—	—	—
IX.	1,350	0,500	0,400	2 × 0,035	87	120	142	—	—	—	—	—	—	—

N°	Débit Q en m^3 par seconde.	Diamètre des tuyaux en m.	Vitesse de l'eau dans les tuyaux en m.	N = Travail absorbé en chevaux-vapeur.									
I.	0,009	0,075	—	0,61	1,04	1,5	1,9	—	—	—	—	—	—
II.	0,015	0,090	2,36	0,85	1,45	2,05	2,6	3,16	—	—	—	—	—
III.	0,0235	0,120	2,1	1,32	2,21	3,10	4,0	4,85	5,7	—	—	—	—
IV.	0,0333	0,150	1,9	1,87	3,00	4,20	5,5	6,60	7,8	9,0	10,2	—	—
V.	0,0666	0,210	1,92	3,42	5,80	8,20	10,6	13,0	15,3	17,6	19,8	22,0	24,0
VI.	0,108	0,300	1,6	5,50	9,40	13,0	17,8	20,5	24,0	27,8	31,0	34,7	38,0
VII.	0,1666	0,360	1,65	8,25	14,00	19,7	25,5	31,0	36,4	42,0	46,8	52,5	57,0
VIII.	0,250	0,450	1,6	12,50	21,00	30,0	—	—	—	—	—	—	—
IX.	0,500	0,600	1,77	25,00	42,00	60,0	—	—	—	—	—	—	—

N. B. Le tableau comprend la perte de charge due à 2 coudes et à une longueur de conduite de 20 m.

D'après *Fink*, pour le cas de pompes centrifuges avec parois convergentes, on a :

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6Q}{\sqrt{2gH}}, \quad d_1 = d, \quad | \quad d' = 1{,}2d, \quad D' = 2{,}4d, \quad V = 1{,}25\sqrt{2gH}, \quad | \quad l = 0{,}36d, \quad \varphi = 160° \text{ (6 aubes)}.$$

Si, pendant la marche, de l'air s'est accumulé au centre de la roue à ailettes, il faut pouvoir le faire disparaître au repos par la conduite de refoulement.

v doit être compris entre les limites

$$v = \tfrac{1}{9}\sqrt{2gH} \quad \text{et} \quad v = \tfrac{1}{6}\sqrt{2gH}.$$

$$\text{Pour } v = \tfrac{1}{9}\sqrt{2gH}, \quad V = 1{,}232\sqrt{2gH} \backsim 1{,}25\sqrt{2gH},$$

$$v = \tfrac{1}{6}\sqrt{2gH}, \quad V = 1{,}44\sqrt{2gH} \backsim 1{,}45\sqrt{2gH}.$$

La quantité d'eau débitée par minute donnée par la formule $Q = \tau\, d'\, l\, v$ est dans le dernier cas 1,5 fois plus grande que dans le premier.

B. VENTILATEURS

(Voir Métallurgie, Machines soufflantes.)

1. D'APRÈS FINK

Les formes et les formules des ventilateurs sont les mêmes que celles précédemment indiquées pour les pompes centrifuges ; il suffit de remplacer dans ces formules H par $800\,H$.

Q représentant la quantité d'air en m^3 passant par seconde au travers du ventilateur nous distinguerons les cas suivants :

a. Ventilateurs souffants.

α. *A parois convergentes.*

$$c = \sqrt{2g800H},$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6Q}{c} \text{ pour les grands vent.}, \quad \frac{\pi d^2}{4} = \frac{9Q}{c} \text{ pour les petits vent.},$$

$$l = \tfrac{3}{8}d, \quad \text{pour les petits ventilat. } l = \tfrac{1}{4}d, \quad | \quad \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{4Q}{c}, \quad d' = 1{,}2d, \quad D' = 3d, \quad V = 1{,}05c, \quad \varphi = 104°, \quad 6 \text{ à } 8 \text{ ailettes}.$$

*) Le tableau pour les valeurs $\sqrt{2gH}$ se trouve page 152.

β. *A parois parallèles.*

$$c = \sqrt{2g800H},$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6Q}{c} \text{ pour les grands} \left.\right\} \text{ vent.,}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{9Q}{c} \text{ pour les petits} \left.\right\} \text{ vent.,}$$

$$l = \tfrac{1}{4} d,$$

pour les petits ventilat. $l = \frac{1}{6} d$,

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{4Q}{c},$$

$$d' = 1{,}2\,d$$

$$D' = 3\,d,$$

$$V = 1{,}09\,c,$$

$$\varphi = 125°,$$

au maximum 6 ailettes.

La somme f des sections formant buses = au max. $f = \frac{5}{4}\frac{Q}{c}$.

Dans le cas α, les sections de la partie spirale comprise entre la roue et le corps du ventilateur croissent progressivement jusqu'à l'entrée de la conduite de refoulement qui mesure 0,37 de la section au refoulement donnée par la formule ; à partir de cette entrée les sections continuent à grandir jusqu'à concurrence des valeurs calculées.

Dans le cas β, ces sections croissent jusqu'au 0,36 de la section de la conduite de refoulement.

b. Ventilateurs aspirants (de mines).

Ces ventilateurs sont le plus souvent employés pour aspirer des gaz.

Nous conserverons encore là les notations du chapitre des pompes centrifuges et soient :

h la hauteur d'eau correspondant à la différence de pression existant entre l'orifice d'introduction du gaz et l'entrée dans le refoulement,

s le rapport des poids d'un certain volume d'eau et du même volume de gaz.

Si Q et h sont donnés, on a dans le cas d'un ventilateur aspirant :

α. *A parois convergentes* :

$$h = 0{,}54\,H; \quad c = \sqrt{2gsH},$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{6Q}{c},$$

$$d' = 1{,}2d,$$

$$D' = 3d,$$

$$l = \tfrac{3}{8} d,$$

$$\varphi = 104°,$$

$$V = 1{,}05c = 1{,}43\sqrt{2gsh},$$

6 à 8 ailettes.

β. *A parois parallèles* :

$$h = 0{,}51\,H; \quad c = \sqrt{2g\,H},$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{6Q}{c},$$

$$d' = 1{,}2d,$$

$$D' = 3d,$$

$$l = \tfrac{1}{4} d,$$

$$\varphi = 125°,$$

$$V = 1{,}09c = 1{,}53\sqrt{2gsh},$$

6 ailettes.

c. Ventilateurs ordinaires.

Ils ont pour but de produire un vent de puissance modérée (pour les machines à nettoyer, pour réagir contre les échauffements, etc.). Ils ne possèdent ni conduite de refoulement, ni espace spiral.

Désignons par V' la vitesse avec laquelle l'air abandonne la roue à ailettes (en général de 10 à 20 m) ; si l'on suppose que Q ou bien la section d'évacuation $\frac{Q}{V'}$ et V' sont donnés, on a pour :

α. Parois convergentes.

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{3,46Q}{V'},$$
$$l = nd,$$
$$d' = 1,2d,$$
$$D' = d'\sqrt{\frac{192n^2 - 1}{64n^2 - 1}},$$
$$V' = v\sqrt{3}$$
$$V = V',$$

β. Parois parallèles.

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{Q\sqrt{226n^2 - 3,25}}{4nV'},$$
$$l = nd,$$
$$d' = 1,2d,$$
$$D' = 2,25d,$$
$$V' = v\frac{\sqrt{226n^2 - 3,25}}{8n},$$
$$V = V'.$$

Nombre de palettes = (9 à 12) D'. ; D' en m.

Les palettes sont à disposer suivant des rayons.

n peut être un nombre entier ou fractionnaire.

d. Ventilateurs aspirants ordinaires.

Ils ont pour but d'aspirer la plus grande quantité d'air d'un espace déterminé.

Supposons donnés Q et V' ou v (V' est en général compris entre 10 et 20 m) ; on a pour :

α. Parois convergentes.

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{2,82Q}{V'},$$
$$l = \tfrac{1}{4}d,$$
$$d' = 1,2d,$$
$$D' = 1,83d,$$
$$V = 1,246V',$$
$$V' = v\sqrt{2},$$
$$\varphi = 17°,$$

β. Parois parallèles.

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{2,82Q}{V'},$$
$$l = \tfrac{1}{4}d,$$
$$d' = 1,2d,$$
$$D' = 2d,$$
$$V = 1,08V'$$
$$V' = v\sqrt{2},$$
$$\varphi = 6°,$$

Nombre d'ailettes = (9 à 18) D' ; D' en m.

2. D'APRÈS RITTINGER

Désignons par

Q la quantité d'air, en m^3 par seconde, que doit livrer le ventilateur,

H_2 la hauteur manométrique effective ; c'est-à-dire la somme de la pression et de la hauteur correspondant à la vitesse mesurées toutes deux dans le canal de fuite B et exprimées en m d'eau,

H_1 la hauteur manométrique effective régnant dans l'espace d'aspiration (dans le cas où l'atmosphère constitue l'espace d'aspiration $H_1 = 0$),

v_0 la vitesse de l'air dans l'ouverture d'aspiration qu'il est convenable de prendre $= 10$ m par seconde,

v la vitesse de l'air au travers de l'orifice de refoulement ou d'expulsion en m par seconde

R_0 le rayon de l'ouverture d'aspiration
R_1 le rayon du cercle intérieur des aubes
R_2 le rayon extérieur de la roue à ailettes
h la hauteur de l'orifice de refoulement
b la largeur des aubes
ρ le rayon de courbure des aubes
} en m,

n le nombre de tours par minute,

α l'angle que le premier élément des aubes doit faire avec le rayon afin que l'air entre sans choc dans la roue à ailettes,

N la dépense en chevaux-vapeur.

On a, dans le cas d'*un* seul orifice d'aspiration :

$$R_0 = \sqrt{\frac{Q}{v_0 \pi}} ;$$

si l'air entre par les deux côtés du ventilateur,

$$R_0 = \sqrt{\frac{Q}{2 v_0 \pi}} .$$

De plus :

$$R_1 = R_0 \text{ à } 2R_0 ,$$

$$b = \frac{Q}{2\pi R_1 v_0} = \begin{cases} \dfrac{R_0^2}{2R_1} \text{ pour un œillard d'aspiration,} \\ \dfrac{R_0^2}{R_1} \text{ pour deux œillards d'aspiration,} \end{cases}$$

$$n = \frac{845}{R_2} \sqrt{H_2 - H_1} ;$$

(en supposant que le dernier élément des aubes du côté extérieur est dirigé suivant le rayon). De cette formule on peut trouver les

valeurs de n et R_2 qui conviennent le mieux aux différents cas qui peuvent se présenter.

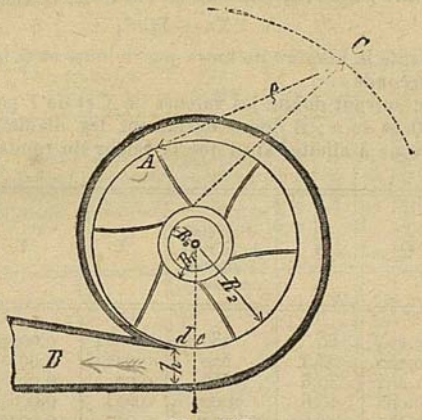


Fig. 407.

Pour obtenir la forme des aubes, on mène une tangente par un point quelconque A pris sur la circonférence extérieure de la roue à ailette ; sur cette tangente et à partir du point A, on porte une longueur ρ (voir sa valeur plus loin) ; on obtient ainsi un point C qui est le centre de l'arc de cercle ayant ρ pour rayon et donnant la forme cherchée de l'aube ;

$$\rho = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2R_1 \sin \alpha},$$

$$\left(\text{où } \operatorname{tang} \alpha = 0{,}1047 \frac{nR_1}{v_0}\right).$$

Le nombre des aubes d'après *Rittinger* doit être de 30 R_2, toutefois on le fait généralement égal à 4, 5 ou 6.

La hauteur de l'ouverture de refoulement est :

$$h = \frac{Q}{bv},$$

où

$$v = \sqrt{\left(\frac{R_1}{R_2} v_0\right)^2 + 0{,}011 n^2 R_2^2}.$$

Le travail moteur, en supposant un rendement de 30 0/0, est :

$$N = 44{,}38 Q H_2.$$

Le corps ou enveloppe du ventilateur a la forme d'une spirale d'Archimède dont l'origine d se trouve à une distance $cd = 0{,}159\ h$

à partir de la verticale et le plus près possible de la roue du ventilateur.

Hartig donne pour le travail dépensé la formule suivante :

$$N = Xn + YQn^2,$$

où n représente le nombre de tours par minute et Q le volume d'air en m^3 par seconde.

Le tableau suivant donne les valeurs de X et de Y pour différentes valeurs de Q et de n ; il donne également les diamètres correspondants de la roue à ailettes ainsi que la valeur du rendement.

Numéro de l'expérience.	Q	n	D' diamètre de la roue à ailettes en mm	X	Y	Rendement.
1	0,214	50	285	0,0034	0,000458	0,274
2	0,755	33,3	570	0,0222	0,00229	0,302
3	1,294	30,6	850	0,07	0,00289	0,247
4	2,008	16,6	1000	0,083	0,00644	0,266
5	0,982	41,6	492	0,037	0,00248	0,053

L'expérience n° 5 a rapport à un ventilateur *Schiele* entièrement en fer *sans parois latérales* limitant les ailettes. Le rendement déplorable obtenu indique suffisamment la nécessité de ces parois.

Les pages 772 et 773 renferment un tableau indiquant la dépense en travail, le rendement et les dimensions des ventilateurs centrifuges des *frères Sulzer* à Winterthur (Suisse).

Ventilateurs ou machines soufflantes de « Root ».

(Roots-Blower.)

D'après les expériences de *Hartig*, le rendement de ces machines soufflantes est maximum ($\eta = 0{,}405$) lorsqu'elles livrent du vent à *faible* pression ($h = 0{,}038$ m d'eau). Lorsqu'on veut produire avec ces machines du vent à forte pression ($h = 0{,}8?$ m) le rendement η diminue jusqu'à 0,143.

Tableau donnant le rendement et la force nécessaire à la marche de machines soufflantes de Root, construites chez Mohr et Federhaff, à Mannheim.

Numéro de la machine soufflante	Nombre de tours par minute	Quantité d'air effective en m^3 par minute	Pour fonderies de fer		Pour forges			Travail dépensé approx. en chevaux-vapeur	Dimensions des poulies		Distance entre les centres des poulies dans le cas d'une commande double par courroie	Diamètres	
			Fer fondu par heure t	Diamètre intérieur du cubilot m	Nombre de feux pour une buse circulaire de 25 | 30 | 35 mm de diamètre				Diamètre	Largeur		de l'ouverture d'expulsion	de la bride du tuyau
									mm	mm	mm	mm	mm
					1 pour 20 mm								
1	300	0,5	—	—	—	—	—	—	80 100	45 45	—	45	—
3	300	0,95	—	—	1	—	—	—	120 145	45 50	—	55	—
5	300	2,25	—	—	2	1	1	—	155	55	—	70	—
6	300	4,65	—	—	4	3	2	—	155	55	—	80	—
7	300	9,50	—	—	8	6	4	0,5	240	90	—	135	250
7 1/2	300	19,25	1—1,25	0,5—0,6	16	11	8	1	300	110	—	200	320
8	300	29,40	1,5—2	0,6—0,7	24	17	12	1—2	400	90	1290	240	350
9	300	44,0	2,5—3	0,7—0,9	36	26	18	2—4	400	110	1600	300	460
10	250	80,0	4—5	1,0—1,2	64	47	32	4—6	485	150	1885	425	600
11	250	106,0	5,5—9,5	1,2—1,5	85	62	42	5—7	485	150	2185	475	655
12	250	132	7—8,5	1,2—1,5	106	80	53	6—8	585	150	2485	550	740

C. PULSOMÈTRES

Dans les pulsomètres, l'eau est élevée par l'action directe de la vapeur. L'eau dans cet appareil se trouve dans un réservoir ou poche qui, après avoir été évacuée, se remplit à nouveau par l'effet du vide occasionné par la condensation de la vapeur.

Par conséquent, l'élévation de l'eau s'effectue comme dans les pompes par une succession d'aspirations et de refoulements. Dans les appareils à double effet, le temps nécessaire pour faire évacuer l'eau d'une poche *doit être supérieur ou égal à celui qu'il faut pour remplir l'autre poche*, afin que la vapeur n'agisse que lorsque les poches sont entièrement pleines.

La hauteur d'aspiration croit avec la pression, mais elle ne doit pas dépasser **5** *m*.

La hauteur de refoulement se détermine d'après la pression moyenne de la vapeur.

Tableau donnant la dépense en travail, le rendement et les dimensions des ventilateurs centrifuges des frères Sulzer à Winterthur.

n	N° 1	$d = 60$. $D' = 210$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{40}{25}$				N° 2	N° 2	$d = 75$, $D' = 330$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{57}{32}$				N° 2	N° 3	$d = 105$, $D' = 450$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{105}{60}$				N° 3
	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 2$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 2$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 4$		h'
		Q	N	Q	N			Q	N	Q	N			Q	N	Q	N	
900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13	0,13	0,18	0,025	0,07	20
1200	—	—	—	—	—	—	8	0,052	0,09	0,02	0,05	13	28	0,17	0,38	0,033	0,146	40
1500	—	—	—	—	—	—	15	0,065	0,14	0,025	0,08	21	43	0,21	0,62	0,041	0,235	64
1800	10	0,032	0,062	0,013	0,045	14	21	0,078	0,20	0,030	0,115	30	65	0,25	1,00	0,050	0,375	88
2100	14	0,037	0,085	0,015	0,065	20	29	0,090	0,28	0,037	0,16	41	85	0,30	1,50	0,058	0,55	120
2500	21	0,044	0,12	0,018	0,09	30	41	0,108	0,40	0,042	0,22	56	120	0,35	2,10	0,069	0,78	170
3000	31	0,053	0,17	0,022	0,14	45	63	0,130	0,57	0,050	0,32	81	174	0,42	3,05	0,083	1,12	250
3500	42	0,062	0,23	0,026	0,19	61	85	0,150	0,77	0,058	0,43	110	—	—	—	—	—	—
4000	55	0,070	0,32	0,030	0,25	82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

n	N° 4	$d = 180$. $D' = 600$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{150}{90}$						N° 4	N° 5	$d = 225$, $D' = 750$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{193}{105}$						N° 5	N° 6	$d = 285$, $D' = 900$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{252}{135}$						N° 6
	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 4$		$= 6$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 4$		$= 6$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$= 4$		$= 6$		h'
		Q	N	Q	N	Q	N			Q	N	Q	N	Q	N			Q	N	Q	N	Q	N	
600	—	—	—	—	—	—	—	—	2	0,70	0,60	0,14	0,2	0,09	0,16	30	26	1,2	1,24	0,265	0,51	0,17	0,39	43,5
750	26	0,52	0,70	0,09	0,17	0,064	0,14	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900	40	0,64	1,40	0,105	0,33	0,07	0,25	44	4	1,04	2,15	0,206	0,74	0,134	0,58	67	60	1,82	4,1	0,400	1,57	0,26	1,2	98
1200	70	0,84	2,50	0,14	0,63	0,09	0,49	78	80	1,39	4,3	0,276	1,4	0,180	0,95	120	105	2,44	8,3	0,53	3,1	0,34	2,35	174
1500	110	1,05	4 00	0,178	1,00	0,116	0,80	122	126	1,74	6,62	0,345	2,24	0,224	1,70	186	162	3,05	13,2	0,66	4,7	0,43	3,5	270
1800	160	1,22	6,00	0,205	1,40	0,137	1,25	175	180	2,10	9,8	0,414	3,34	0,270	2,50	270	235	3,65	19,4	0,80	7	0,52	5,2	390
2100	220	1,42	8,4	0,24	2,15	0,160	1,73	240	246	2,44	15,0	0,484	4,70	0,315	3,60	365	—	—	—	—	—	—	—	—
2500	300	1,70	12,0	0.294	3,20	0,186	2,50	340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

n	N° 7	$d = 345$, $D' = 1050$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{270}{150}$								N° 7	N° 8	$d = 390$, $D' = 1200$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{300}{150}$								N° 8
	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$=4$		$=6$		$=8$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$=4$		$=6$		$=8$		h'
		Q	N	Q	N	Q	N	Q	N			Q	N	Q	N	Q	N	Q	N	
400	15	1,3	0,95	0,27	0,4	0,18	0,3	0,13	0,22	26	19	2,05	1,8	0,43	0,75	0,28	0,57	0,21	0,49	32
600	35	1,95	2,5	0,41	1,01	0,27	0,77	0,2	0,64	59	50	3,10	6,05	0,66	2,45	0,43	1,85	0,32	1,60	78
900	79	2,90	7,6	0,62	2,9	0,40	2,2	0,3	2,00	130	110	4,65	15,5	0,99	5,82	0,64	4,40	0,48	3,80	173
1200	140	3,9	15,6	0,83	5,7	0,54	4,30	0,40	3,70	235	195	6,18	27,7	1,31	9,80	0,85	7,40	0,63	6,35	310
1500	220	4,9	25,5	1,04	9	0,67	6,7	0,5	5,70	370	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Ventilateurs murés pour ventilation.

n	N° 9	$\frac{a}{b} = \frac{360}{305}$, $D' = 1350$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{342}{150}$				N° 9	N° 10	$\frac{a}{b} = \frac{580}{420}$, $D' = 1500$, $\frac{d_p}{b_p} = \frac{395}{180}$				N° 10	n	$D' = 2100$			$D' = 3000$		
	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$=4$		h'	h	$\frac{F}{F'} = 1$		$=4$		h'		h	$\frac{F}{F'} = 1$		h	$\frac{F}{F'} = 1$	
		Q	N	Q	N			Q	N	Q	N				Q	N		Q	N
400	24	3,6	4	0,8	1,8	43	46	5,15	10	1,06	2,9	58	125	—	—	—	24	16	8
600	63	5,7	12	1,2	4,5	100	107	7,80	28,5	1,60	8,3	135	250	17	8,3	4	—	—	—
900	140	8,5	38	1,8	13,5	220	235	—	—	2,40	18	300							
1200	250	—	—	2,4	22	390	—	—	—	—	—	—							

D = diamètre des ailettes
d = diamètre de la gueule ○
a = hauteur de la gueule rectangulaire
b = largeur de la gueule »
d_p = diamètre de la poulie
b_p = largeur de la poulie
} en *mm*.

Q = quantité d'air en m^3 par seconde.
N = travail dépensé en chevaux-vapeur.
h = pression pour gueule pleine en *mm* d'eau.
h' = pression pour gueule réduite en *mm* d'eau.
F = surface de la pleine gueule.
F' = surface de la gueule réduite.
n = nombre de tours par minute.

Les tuyaux d'aspiration et de refoulement se construisent comme dans les pompes.

On peut prendre pour le contenu d'une poche environ celui de 2 *m* de longueur de tuyau.

D'après *Eichler* la dépense en vapeur par minute = 1,43 *kg* par cheval-vapeur effectif ; mais dans les nouveaux appareils on est parvenu à réduire cette consommation de moitié et plus.

D. DRAGUES

a) *Drague à chaine sans fin.* C'est ce système qui est le plus employé en Europe.

Avantages. Les espaces dragués ont partout la même profondeur, tandis que les autres systèmes de dragues font des trous isolés ou des sillons.

Désavantages. Les frais de réparation sont plus grands et les dérangements dans la marche du bateau sont bien plus fréquents que dans les autres systèmes de dragues.

Les anciens bateaux dragueurs étaient ordinairement doubles, c'est-à-dire avaient deux dragues. Habituellement les deux chaines ne peuvent pas marcher en même temps parce que l'installation du bateau vide et la dérive que fait subir l'inégalité de résistance éprouvée par les dragues sont deux causes qui font perdre trop de temps. C'est pourquoi on construit maintenant des bateaux dragueurs ayant une seule drague marchant dans le milieu du bateau ; la matière draguée tombe sur une bascule ou trémie et suivant la position de cette bascule on peut répartir cette matière de part et d'autre sur le bateau.

Dans cette disposition, la matière draguée est élevée à une hauteur plus grande que dans le cas de deux dragues latérales ou que dans celui où la chaine à godets déverse à l'arrière du bateau ; mais lorsque la matière attaquée a de la consistance, la force absorbée pour désagréger le sol est relativement si grande qu'une petite augmentation dans la hauteur à élever la matière draguée ne doit pas être considérée comme un désavantage capital.

L'inclinaison des couloirs dans le cas où on drague du terrain sablonneux doit être au moins de 34° sur l'horizontale; dans le cas de terrain graveleux, ces couloirs peuvent être un peu moins inclinés ; si la matière draguée est de la terre bourbeuse, l'inclinaison des couloirs par rapport à l'horizontale doit être encore plus forte que celle indiquée, ou bien alors il faut entraîner les dites matières en introduisant dans les couloirs une certaine quantité d'eau.

Les bateaux dragueurs sont installés en aval d'une ancre à laquelle ils sont reliés par l'avant au moyen d'un câble et autour de laquelle ils sont astreints à se mouvoir en arc de cercle en tirant et relâchant des câbles de touage latéraux. Lorsque le bateau, qui travaille toujours dans le sens opposé au courant, a terminé sa course latérale, il est remorqué d'une certaine quantité et ainsi tout le lit dragué a la même profondeur. Le tambour du haut ou tourteau, à section carrée, reçoit

son mouvement de l'arbre de volant au moyen d'un engrenage à roues droites, ou bien par l'intermédiaire de bielle ou bien encore il est mis en rotation par un axe vertical et par une paire de roues coniques. Il faut prendre des précautions pour que dans le cas de résistance dans le fond (pierres, troncs d'arbres), il ne se produise pas de rupture dans la chaîne sans fin ou dans les autres organes du mécanisme. On peut construire par exemple une roue droite avec des dents de bois, qui, si elles se rompent, sont faciles à remplacer; ou bien on introduit des disques ou des anneaux de friction, mais ces organes de friction sont sujets à se couvrir de rouille et alors ils ne peuvent plus fonctionner. La transmission de mouvement la plus récente se fait au moyen de courroies et de poulies ; cette disposition n'exige aucune mesure de sûreté et donne de très bons résultats.

Contenu des louchets ou godets pour dragage des fleuves 20 à 120 *l*.

« « « pour dragage maritime à vapeur 90 à 200 *l* et plus.

Pour le canal de Suez, les godets contenaient jusqu'à 400 *l*.

Le remplissage des godets est en moyenne de 0,44 (valeurs extrêmes = 0,27 et 0,72).

La vitesse de la chaîne à godets, lorsqu'on a affaire à du sable ou autres terrains de consistance solide, peut-être de 0,25 à 0,3 *m* par seconde ; dans le cas de terres très coulantes, cette vitesse peut être un peu augmentée.

Pour les plus grandes profondeurs, l'angle de l'élinde avec l'horizontale ne doit pas dépasser 45°.

La manière la plus convenable de relever l'élinde est de faire usage de poulies de friction ; l'arrêt et la fixation de l'élinde s'effectuent par le moyen d'un contre-poids pressant la poulie de commande contre un bloc de bois. Au moyen d'un levier de réglage se manœuvrant du pont, on peut, en éloignant d'une petite quantité la poulie-frein du bloc de bois, occasionner la descente de l'élinde sous l'action de son propre poids ; ou bien, en continuant le mouvement de recul de la poulie, celle-ci vient en contact avec la poulie calée à demeure sur l'arbre animé d'un mouvement rotatif ; ce contact a pour résultat la rotation de la poulie mobile et le relèvement de l'élinde.

Quant au *mouvement latéral* ou papillonnage babord et tribord du bateau, il doit y avoir quelque part une disposition permettant le changement ou renversement de la marche. La vitesse latérale doit être telle que les godets n'éprouvent pas ou éprouvent le moins possible de frottement dans le sens du mouvement qui nous occupe. La vitesse latérale doit, par conséquent, être telle que tandis que le godet ou louchet avance d'une quantité égale à sa longueur, le chemin parcouru latéralement soit égal à la demi dépouille du godet. En moyenne, cette vitesse est de 2 *m* par minute.

Les moyennes de la dépense en charbon obtenues en Prusse avec les dragues à vapeur sont : pour le dragage dans les eaux intérieures de 1,9 *kg* et dans les ports de 2,5 *kg* de houille par m^3 de sol dragué.

Les dragues maritimes ont au moins 30 *m* de longueur, afin qu'un mouvement insignifiant des vagues ne force pas à suspendre les travaux.

Il est à remarquer que la moindre agitation de la mer fait battre les prames ou chalands contre les dragues et rend par cela même le dragage sinon impossible du moins très difficile. Dans ce cas il est par conséquent convenable que la drague

contienne elle-même l'espace nécessaire pour la matière draguée et qu'elle puisse, une fois chargée, la transporter en lieu choisi par sa machine agissant sur roues à aubes ou sur hélice. Lorsque les godets sont déversés sur chalands, il est bon, aussi dans ce cas, de faire usage de bateaux dragueurs à vapeur disposés de telle façon, que dans le cas d'une soudaine tempête ils puissent se mettre en sûreté sans compter pour cela sur le remorquage.

b. Dragueurs à godet ou caisse unique. Ils sont employés, presque à l'exclusion de tous les autres systèmes dans les États-Unis de l'Amérique du Nord et sont connus sous les noms de « Dipper dredging engines » et « Clam-shell dredging engines. »

Les *dipper dredging engines* (dragueurs plongeurs) se composent d'un godet cylindrique avec clapet de pied mobile et fixé à une longue tige.

Le godet est descendu sur le sol à extraire au moyen d'une chaîne suspendue à une bigue ; cette tine est remplie ; elle est ensuite enlevée et son contenu est déversé sur des chalands en ouvrant la soupape.

Les *Clam-shell dredging engines* ont un godet mi-cylindrique ressemblant aux caisses en fer contenant le beton de fondation des piles. Cette caisse est descendue ouverte, elle pénètre dans le sol, elle est refermée, remplie et enlevée. La bigue à laquelle pend la caisse est mobile autour d'un axe de telle sorte que le contenu de la caisse peut être versé sur des chalands stationnant sur les côtés du dragueur.

Les caisses ou godets contiennent de 1 à 4 m^3.

Pour desservir un dragueur à caisse, il faut de 2 à 4 hommes (les dragueurs à chaîne sans fin exigent un personnel beaucoup plus nombreux). D'après des données américaines, il suffit de 1 à 1,5 *kg* de charbon par m^3 dragué.

Le travail par jour de 10 heures varie, suivant la puissance du dragueur et suivant la nature du sol, de 900 à 2500 m^3.

c. Dragueurs à pompes. Ce genre de dragueur a été employé en premier lieu à Saint-Nazaire, en 1858, pour extraire la vase des docks. Ce premier dragueur avait été fait d'après la construction, donnée par *Leferme*, pour les dragueurs à pistons.

La matière à draguer est pompée dans des réservoirs se trouvant sur le bateau dragueur même. Lorsque ces réservoirs sont pleins, le bateau dragueur prend le large et verse leur contenu. Les résultats donnés par le dragueur à pompe de Saint-Nazaire ont été tellement satisfaisants, qu'en l'année 1876, il fut construit un dragueur semblable pour maintenir la profondeur nécessaire des nouveaux docks de Bordeaux. Il a été construit, également en 1876, un dragueur d'après les mêmes principes dans le port de Brême.

Au lieu de pompe à piston, on emploie généralement des pompes à force centrifuge et on conduit la matière draguée à l'endroit où elle doit être déposée au moyen de tuyaux suspendus au bateau dragueur ou flottant sur l'eau.

Pour les sols boueux et sablonneux, ce genre de drague est très avantageux. Au moyen d'un appareil remuant la vase, placé au-dessous de l'embouchure d'aspiration et calé sur l'arbre de la turbine, ou bien au moyen d'un courant d'eau dirigé à forte pression contre le sol, on ameublit la matière à draguer qui est aspirée avec l'eau par la pompe et refoulée en lieu convenable.

Le liquide aspiré contient ordinairement de 20 à 30 0/0 de matière solide.

D'après les expériences faites dans le canal maritime nord à Amsterdam, une machine d'une force de 26 chevaux nominaux peut extraire par heure 60 m^3 de matière solide.

A Swinemunde, un dragueur à pompe centrifuge de 30 chevaux nominaux (construit par *Brodnitz et Seydel*, à Berlin) enlevait 75 m^3 de matière solide à l'heure et consommait 1,6 *kg* de charbon par m^3 de masse solide extraite. A Dunkerque, un dragage en mer a exigé une consommation de 2,1 *kg* de charbon par m^3, de matière enlevée. Les dragueurs à pompes ont l'avantage sur les dragueurs à chaîne d'exiger moins de réparations.

d. Dragueurs pneumatiques. On introduit de la vapeur dans des réservoirs étanches ; cette vapeur, en se condensant, produit un vide relatif qui fait appel d'eau et de vase ; au moyen d'une nouvelle quantité de vapeur, la masse draguée est refoulée soit sur le rivage, soit dans des chalands. L'ameublissement nécessaire du sol se fait, en Amérique, au moyen d'une veine d'eau sous une pression de 3 à 4 atmosphères que l'on dirige sur le sol à enlever. Ces dragues n'ont pas été beaucoup employées jusqu'à maintenant.

J. L. V.
BIBLIOTECA
N-371

ONZIÈME PARTIE

TECHNOLOGIE

I. MOULINS

A. MOULINS A BLÉ

1. Généralités.

Rapport des poids des produits de mouture principaux.

a) Matières premières	Poids d'un m^3 en *kg*	Résultat de la mouture		
Froment..	707 — 809	Farine 80 %	Son 18,5 %	Perte 1,5 %
Seigle.....	685 — 788	— 75 %	— 23,5 %	— 1,5 %
Orge.....	618 — 695	— 83 %	— 12 %	— 5 %
Avoine....	430 — 537	99 %		— 1 %

b) Produits accessoires ou intermédiaires.	Poids d'un m^3 en *kg*.	*c*) Produits finaux.	Poids d'un m^3 en *kg*.
FROMENT		FROMENT	
Froment égrugé	470—550	Farine	410—800
Gruau grossier.	350—450	Petit son.	220—600
Gruau fin.	550—650	Gros son	150—400
Péricarpe fin	250—350		
SEIGLE		SEIGLE	
		Farine	500—570
Seigle égrugé.	560—600	Son grossier.	375—440
Gruau	500—550	Son fin.	290—350

2. Greniers.

Les greniers se divisent en silos et en greniers étagés.

Les *silos* consistent en une ou plusieurs séries (contiguës) de réservoirs à section carrée de 3 à 5 *m* de côté et jusqu'à 20 *m* de haut ; ces réservoirs sont séparés entre eux par des parois en bois. Quelquefois, mais rarement, ces réservoirs sont cylindriques et en fer.

Dans la première disposition, les réservoirs sont entourés de murs d'enceinte et couverts, de telle sorte qu'il y ait encore un étage protégé par un toit et destiné aux moyens de transport du grain. Toutes les parois de séparation doivent être solidement reliées entre elles et aux murs d'enceinte du bâtiment dont les fondations doivent être faites avec soin. Au-dessous de chaque série de réservoirs se trouve une vis sans fin de transport, séparée de ceux-ci par des tiroirs. En ouvrant ces tiroirs, le grain tombe des réservoirs dans le canal contenant la vis et est conduit à un élévateur qui le fait retomber dans d'autres réservoirs afin de le remuer, ou bien qui le transporte en lieu convenable pour subir les travaux des machines.

Les *greniers à étages* sont de simples bâtiments à plusieurs (4 à 6) étages d'environ 3 *m* de haut. Le blé est transporté à l'étage en galetas où il est tassé régulièrement au moyen de couloirs à vis de distribution ou de répartition. De là, le blé tombe en pluie dans l'étage au-dessous (soigneusement ventilé) par des ouvertures d'environ 50 *mm* de diamètre, distantes les unes des autres de 1 à 1,5 *m* et pouvant être fermées par des clapets.

Le grain tombe en pluie d'étage en étage jusqu'à ce qu'enfin, arrivé au premier, il tombe dans les vis sans fin collectrices situées au rez-de-chaussée et soit transporté à l'élévateur qui le déverse à nouveau sous le toit ou bien le mène aux machines.

Les tas de blé dans chaque étage peuvent atteindre jusqu'à 2 *m* de hauteur.

Une condition essentielle, c'est que la ventilation se fasse au moyen d'air pur et sec par des ouvertures dans les murs du bâtiment ; le plus commode, c'est de faire usage de jalousies que l'on ferme lorsque le temps est humide. Par suite de la meilleure ventilation, les magasins à étages sont préférables aux silos.

3. Nettoyage du blé.

a) Les *cribles* séparent les corps étrangers et les grains d'après leur grosseur.

Dans les cribles on emploie :

1. Pour enlever la poussière : les toiles métalliques portant les numéros de 14 à 16.

2. Pour séparer les grains des corps étrangers d'un grand volume relatif, les toiles métalliques portant les numéros de 4 à 6.

3. Pour séparer les gros grains des petits grains, on fait usage des toiles métalliques désignées par les numéros de 10 à 12.

On donne aux *cribles oscillants* ou *à secousses* une pente de $^1/_{10}$ à $^1/_{12}$ de la longueur ; on leur fait faire de 200 à 250 doubles courses par minute. D'après *Wiebe*, il faut une surface de toile de 0,4 m^2 dans les cribles à toile grossière et 0,5 m^2 dans les cribles à toile fine pour faire passer 100 *kg* de grains, en supposant 100 doubles courses par minute et un séjour du blé sur le crible de 24 secondes.

La dépense en travail comporte environ $^1/_{10}$ l chev. vap. où l représente la longueur du crible en m.

Les *cylindres cribleurs* ont habituellement une section hexagonale, dont le cercle circonscrit mesure de 0,6 à 1 m de diamètre, ils ont de 2 à 3 m de long. La vitesse périphérique est environ de 1,2 m de sorte que le crible fait de 25 à 36 tours par minute. Dans les cribles cylindriques, où la première moitié est couverte de toile métallique n° 14 et l'autre moitié avec de la toile n° 6, il faut de 0,125 à 0,14 m^2 de surface de passage pour cribler 100 *kg* de blé par heure.

Le travail absorbé par un cylindre cribleur à toile fine $= \frac{Qln}{237\,000}$ chev. vap.; pour le cas de toile grossière, le travail absorbé est à peu près moitié ; dans cette formule Q représente le poids en *kg* de la masse criblée par heure, l la longueur du cylindre et $\frac{1}{n}$ la pente.

b. L'*aspirateur ou tarare* sépare les corps étrangers des grains d'après leurs poids spécifiques. Le blé tombant en couche ou lame de la moindre épaisseur possible est soumis une ou plusieurs fois à un courant d'air aspirant croisant cette couche ou lame suivant une direction normale ; il faut, avant d'atteindre la roue à ailettes du ventilateur aspirant que le courant, entraînant les corps étrangers de faible densité contenus dans le blé, traverse un espace fermé de section agrandie, afin que les matières en suspensions puissent se déposer.

Le ventilateur a une roue à ailettes de 0,6 à 0,7 m de diamètre ; des aubes de 250 à 300 *mm* de large ; la roue fait de 400 à 500 tours par minute et expulse l'air dans une chambre à poussière. L'intensité du courant d'air doit être réglable par le moyen de tiroirs ou clapets mobiles. Le travail par heure comporte 800 *kg* pour le cas d'une couche ou lame de blé de 1 m de large et pour une seule action du ventilateur ; lorsque le blé est soumis trois fois à l'action de l'aspirateur, le poids du blé ventilé par heure est de 1200 *kg*. Le travail absorbé par le tarare est environ de $^1/_4$ de cheval. Souvent le tarare est muni d'un crible oscillant dit à secousses à toile grossière et d'un à toile fine sur lesquels les grains doivent préalablement passer

c) *Le trieur* est une machine servant à éloigner les graines sphéroïdales de la grosseur des grains et qui n'ont pu être séparées par les cribles. Le blé tombe dans un cylindre tournant autour d'un axe fixe; ce cylindre est formé de tôle de zinc et a de 0,315 à 0,6 *m* de diamètre et de 1,2 à 2,4 *m* de longueur; les tôles en question contiennent de petites cavités rapprochées les unes des autres et mesurant 4 *mm* de diamètre et 3 *mm* de profondeur. Les grains arrivent en glissant dans ces petites cavités ou bien ils y sont amenés au moyen de bandes de cuir. Les grains de blé, par suite de la rotation du cylindre, sortent de ces cavités plutôt que les petites graines de vesce, de nielle, etc., qui trouvent à s'y loger en entier.

Toutes les graines qui sont logées dans les cavités tombent alors dans une espèce de huche fixée sur l'axe immobile d'où elles en sont sorties par une vis sans fin. Pour que le grain soit animé d'un mouvement de translation le rapprochant de la sortie du cylindre, celui-ci fait avec l'horizontale un angle de 10°. La vitesse circonférentielle du cylindre comporte environ 0,3 *m* par seconde. Pour chaque 100 *kg* de blé trié par heure, il faut une surface de cylindre, de 0,4 à 0,5 m^2; le travail nécessaire pour actionner un tel trieur se décompose en $^1/_{50}$ à $^1/_{40}$ de cheval-vapeur utile et en $^1/_{20}$ cheval-vapeur absorbé en frottement par la machine. Les dimensions les plus courantes du cylindre-trieur sont : 420 *mm* de diamètre et 1740 *mm* de longueur; un tel cylindre débite par heure 500 *kg*. Pour une production plus grande, on place les uns à côté des autres une quantité suffisante de ces cylindres. Souvent, au 1/3 de la longueur du cylindre, on adapte des cribles à gradins avec ventilation et on dispose un crible à secousses pour séparer les impuretés de grand volume relatif.

d) *L'épointeuse* débarrasse les grains des pointes et barbes. Habituellement, pour faire ce travail on se sert de meules ordinaires en grès à grain tranchant, convenablement espacées, on prend pour ces meules un diamètre variant de 0,8 à 1,4 *m* et une vitesse tangentielle de 10 à 13 *m* par seconde. On donne quelquefois à ces meules une forme conique; c'est-à-dire que la meule supérieure forme un tronc de cône en saillie et la meule inférieure, une concavité conique correspondante. De telle sorte que le grain après avoir été introduit par l'œillard n'a pas seulement à se mouvoir entre surfaces planes, mais entre surfaces coniques, ce qui a pour conséquence d'augmenter et son séjour entre les meules et l'action de celles-ci Dans cette disposition, on peut indifféremment prendre la meule supérieure ou la meule inférieure comme meule courante.

Si l'on veut faire travailler les surfaces des manteaux, on les entoure de tôles de friction à une distance les unes des autres de 20 à 25 *mm* : pour ébarber ou épointer 100 *kg* par heure, il faut de 0,125 — 015 m^2 de tôle de friction.

La meule courante est toujours reliée au fer de meule au moyen

d'une nille ou anille résistante. On fait aussi usage pour l'épointage des meules dites verticales. Une machine à épointer ordinaire avec pierres de 1 *m* de diamètre et 200 tours par minute peut débiter de 1000 à 1250 *kg* par heure.

Le grain épointé doit alors être criblé par des cylindres cribleurs tendus de toiles métalliques nos 14 à 16 et ainsi le son des pointes est éliminé ; souvent pendant l'épointage le dit son est déjà éloigné par un ventilateur aspirant.

e) *Nettoyeur.* Le principe de cette machine consiste à faire frotter les grains les uns contre les autres et contre des surfaces lisses ou crevées de manière à enlever de ces grains toute impureté et les débarrasser de la partie corticale non adhérente.

Le blé est projeté, par le moyen de bras batteurs, de palettes, d'ailettes, etc., tournant autour d'un axe de rotation, contre un cylindre à tôle d'acier ayant des fentes ou des trous laissant pénétrer la poussière entre ce cylindre et un manteau servant d'enveloppe. L'espace rempli de poussière est mis en communication avec un ventilateur puissant qui est mû par la machine et qui aspire tous les corps étrangers passant par les fentes du cylindre intérieur. Le blé, en sortant du nettoyeur est soumis de nouveau à l'action du ventilateur pour faire disparaître la poussière et les corps étrangers (germes), qui se sont accumulés dans la partie inférieure du cylindre intérieur. Il est avantageux, avant de faire passer le blé par le nettoyeur, de le soumettre déjà à l'action aspiratrice du ventilateur. Avant de parvenir à l'aspirateur, l'air chargé des corps étrangers aspirés, traverse une chambre où les parties denses se déposent et sortent de la machine au moyen de clapets automatiques, tandis que les parties légères traversent le ventilateur et arrivent dans la chambre à poussière.

Les machines à nettoyer sont le plus souvent verticales, rarement horizontales.

Pour empêcher le blé de tomber trop rapidement dans les machines verticales, on dispose à l'intérieur du cylindre des baguettes circulaires à section mi-circulaire de 13 *mm* de diamètre, à une distance les unes des autres variant de 60 à 150 *mm :* de plus les ailettes sont disposées un peu obliquement par rapport à la verticale, de façon que pendant la marche l'arête inférieure de l'ailette soit en avant de l'arête supérieure. Dans les machines horizontales, les ailettes doivent être inclinées de façon à faire avancer le blé par leur rotation ; elles doivent, à cet effet, faire un angle de 10 à 15° avec l'axe du cylindre. La longueur du tambour-batteur est dans les petites machines égale à son diamètre, dans les plus grandes machines cette longueur = 1,5 à 1,75 du dit diamètre. La vitesse périphérique du tambour varie entre 17,5 à 22,5 *m* par seconde et la distance entre les palettes et le manteau égale de 15 à 20 *mm*.

Pour chaque 100 *kg* à nettoyer par heure, il faut environ une surface de manteau de 0,1 m^2 et une dépense en travail d'environ 0,25 chev.-vap.

f. Machines à brosser les grains. Ces machines enlèvent des grains en les brossant, toute la poussière adhérente qui a échappé au nettoyeur.

Elles sont construites d'une façon analogue à celle des nettoyeurs ; mais au lieu d'un cylindre batteur, elles ont un cylindre à brosses. Comme les brosses s'usent en marchant, il faut pouvoir diminuer, en un mot régler, le jeu compris entre le manteau et les brosses.

La *disposition* de M. Cartier, constructeur à Paris, réunit dans la même machine le nettoyeur et le brosseur. Le blé, après avoir subi l'action d'un émotteur, tombe dans une trémie et est soumis à l'influence d'un ventilateur qui le débarrasse des corps légers qui ont traversé cet émotteur.

Il tombe ensuite entre deux cylindres, dont l'extérieur est fixe et l'intérieur animé d'un rapide mouvement de rotation. Les deux cylindres sont formés de tôles percées au poinçon et dont les aspérités sont toutes dirigées dans l'intérieur de l'espace annulaire compris entre les deux cylindres ; le cylindre immobile se trouve fermé à sa partie inférieure par un plateau également en tôle percée, tandis que le cylindre mobile entraîne avec lui des brosses à poil dur, frottant contre ce plateau. Le grain arrivant entre les deux cylindres est violemment projeté en tous sens, tantôt sur le manteau du cylindre immobile, tantôt sur celui du cylindre mobile, et enfin, il tombe sur le plateau où le nettoyage du grain proprement dit, se termine par les brosses qu'il quitte pour tomber dans une trémie où il est de nouveau soumis à l'action d'un ventilateur qui enlève la poussière que le nettoyeur a isolée. Les deux ventilateurs *) sont calés sur l'axe du cylindre et font de 200 à 300 tours par minute. Avec cette vitesse et un cylindre intérieur ayant un diamètre de 0,600 *m* et 1,200 *m* de hauteur, on peut nettoyer 250 kilog. de blé par heure.

g. Les *appareils de nettoyage magnétiques* séparent le blé des particules de fer qu'il peut contenir.

Un système d'aimants en fer à cheval, très près les uns des autres, de manière qu'un pôle nord ait toujours pour voisin un pôle sud, se trouve sur un plan oblique ayant une inclinaison d'environ 40°. Le blé est forcé de couler le long de ce plan et les particules de fer sont captées par les aimants que l'on a soin de nettoyer de temps en temps à la main.

h. Machines pour enlever les pierres

La construction de ces machines peut reposer sur deux principes différents : 1° Lorsqu'on donne un mouvement de va-et-vient rapide à un plan incliné et que sur ce plan se trouvent des corps de densités différentes, les corps se rangent par ordre de densité à partir du bas où se trouve les plus lourds (pierres); 2° en entraînant le corps le plus léger (grain) par un courant d'air violent.

i. Généralités.

Comme règle générale, on peut dire que la séparation d'avec le grain des corps étrangers ayant des grosseurs ou des poids spécifiques différents de ceux du blé, doit se faire avant le travail de broiement et que pendant et après chaque opéra-

*) Ces ventilateurs sont formés de quatre palettes en bois fixées sur un manchon en deux parties, calé sur l'arbre au moyen d'une goupille.

tion, la poussière et les déchets doivent être enlevés par la ventilation ou par le criblage, tamisage, etc.

La chambre à poussière nécessitée par un moulin, doit être disposée de telle sorte qu'il n'y ait rien au dessus d'elle; l'étage en galetas convient donc le mieux pour cela. Cette chambre doit être la plus grande possible et doit comporter au moins 25 m^3 de capacité par ventilateur refoulant dans son intérieur. Il faut dans les tuyaux de conduite de ventilateur éviter les rétrécissements de section ainsi que les coudes brusques.

Les tuyaux de détente doivent le plus possible déboucher sur les toits; il faut que la somme de leurs sections soit au moins double de celle des sections des tuyaux d'expulsion des ventilateurs.

Pour un nettoyage rationnel, la suite des opérations doit être la suivante :

1. Séparation des corps étrangers d'après la grosseur, par le moyen de cribles à toiles fines et grossières.
2. Séparation des corps étrangers d'après le poids spécifique par aspiration ou par le moyen des machines à enlever les pierres.
3. Séparation des corps étrangers d'après leur forme au moyen de trieurs.
4. Epointage des grains (pour le froment on peut, suivant les circonstances, supprimer cette opération).
5. Friction et brossage du grain au moyen de nettoyeurs et brosseurs. Pour éloigner les germes séparés par ces dernières machines, il est convenable de soumettre encore le grain à un tamisage sur toiles métalliques fines (n° 14 à 16). Après cela, mais dans des cas spéciaux seulement, par exemple dans les moulins à cylindres, le blé doit passer au nettoyeur magnétique.

Lorsque toutes ces machines ne sont pas dans un bâtiment spécial, séparé du moulin proprement dit; il faut au moins séparer celui-ci de ces machines au moyen de parois étanches en bois.

4. Mouture du blé.

a) On *mout le blé* au moyen de *meules*. On trouve encore, par exception, quelques meules en grès; mais presque toujours les meules sont taillées dans une variété de quartz silex se trouvant dans les terrains tertiaires des environs de Paris. Les meules les plus employées ont de 1,1 à 1,5 *m* de diamètre; la meule courante ou tournante a une épaisseur variant de 350 à 400 *mm*; l'ouverture circulaire centrale ou œillard de cette meule a de 300 à 350 *mm* de diamètre; la meule gisante a une épaisseur de 250 à 300 *mm* et un diamètre d'œillard de 250 à 300 *mm*.

La meule courante doit pouvoir être relevée ou abaissée sans grand effort du meunier. Ce résultat est obtenu en agissant sur la crapaudine, guidée dans un manchon cylindrique et recevant le pivot du gros fer, à l'aide d'un levier combiné avec vis et volant à main, ou bien avec vis et roue à vis sans fin; on doit pouvoir relever la meule d'une quantité correspondant à l'usure admissible, c'est-à-dire d'au moins 80 *mm* sans qu'aucune vibration puisse se produire par suite des positions relatives des pièces.

Le *gros fer* ou *fer de meule* mesure de 70 à 100 *mm* de diamètre. La partie inférieure du gros fer est percée d'un trou concentrique

d'environ 80 *mm* de profond dans lequel vient s'ajuster la partie supérieure du pivot.

Les *pivots* sont en acier fondu trempé et ont de 40 à 50 *mm* *) de diamètre. La partie cylindrique du pivot en dehors du gros fer a environ 80 *mm* de longueur; la surface frottante est ou bien complètement plane ou bien légèrement sphérique.

La *crapaudine* est tournée d'après la forme du pivot et est généralement en bronze avec grain en bronze phosphoreux ou en acier ou bien entièrement en bronze de cloche. Le corps de la crapaudine est cylindrique et en fonte ; il s'élève à environ 20 *mm* au-dessus des surfaces frottantes et ensuite s'évase pour recevoir le corps lubréfiant. Le corps du palier, suivant la position que doit occuper la meule, coulisse dans un manchon cylindrique qui peut être déplacé dans le sens horizontal par le moyen de 4 vis de centrage.

L'assemblage de la meule tournante et du gros fer se fait au moyen de la *nille* ou *anille ;* pour la recevoir, le gros fer est tourné en cône à sa partie supérieure sur une longueur d'environ 100 *mm*.

La nille mobile ou balançante permettant toujours à la meule courante de prendre la position horizontale est préférable à la nille fixe ; il est à recommander à cause de la simplicité de la construction de faire usage de la nille à boule. Le mieux est d'exécuter en fer la pièce embrassant le cône de la partie cylindrique du gros fer, ci-dessus mentionnée. Les deux tourillons de la dite pièce, destinés à supporter la boule creuse ont 40 *mm* de diamètre. Les coussinets correspondants sont disposés sur cette boule ; perpendiculairement à l'axe de ces coussinets et dans le même plan horizontal, se trouvent les deux bras de la nille se terminant par des tourillons de 40 *mm* reposant sur des coussinets ouverts vers le bas, ajustés dans des entailles faites dans la meule courante ; les axes de ces tourillons sont situés à environ 80 *mm* au-dessus de la surface coupante de cette meule.

Il faut remarquer que la partie supérieure de la boule ou de toute autre pièce sphérique, portant le nom de pointal, sur laquelle repose la nille, doit être sensiblement de 15 à 30 *mm* au-dessus du centre de gravité de la meule, afin que l'équilibre de celle-ci soit très stable.

Le *boitard supérieur* du gros fer se trouve disposé dans l'œillard de la meule gisante et est formé par 3 centrages en bois ou en métal dont on peut faire varier le serrage au moyen de clavettes à bout fileté ; entre ces centrages se trouvent des vides que l'on remplit de matière lubréfiante ou d'étoupes constamment imprégnées d'huile. Dans les constructions soignées, il est bon, à l'endroit de ce boitard, de tourner le fer de meule en retraite de 5 *mm* et d'y emmancher

*) Si les pivots tournent acier sur acier, on peut descendre jusqu'à 30 *mm*.

une douille en fonte de 10 *mm* d'épaisseur que l'on change lorsqu'elle est usée.

Lorsque la *commande* de la meule s'effectue par *roues d'engrenage* à dents de fonte et de bois, on peut prendre un pas de 40 à 50 *mm* et il est à recommander, dans le cas de roues d'angle, de faire usage du tracé à développante de cercle pour construire le profil des dents.

La disposition horizontale des meules est la plus employée; on fait rarement usage de la disposition dite verticale Dans la disposition horizontale, c'est habituellement la meule supérieure qui tourne et la meule inférieure qui est immobile. Bien que le rendement qualitatif soit préférable, on trouve rarement la disposition inverse, c'est-à-dire la meule tournante au-dessous de la meule gisante.

La meule gisante est entourée du *lit des bords des meules* formé de 4 à 5 couches de madriers fixés au sol au moyen de vis ; ce lit n'atteint pas tout à fait la hauteur de la meule.

L'*enveloppe* ou cuve de la meule tournante est faite de planches de 25 *mm* d'épaisseur entourées de cercles en fer ou bien reliées entre elles au moyen de tôle de fer (de 2 *mm* d'épaisseur) recouverte de bois. La largeur de l'espace annulaire compris entre la meule et son enveloppe est de 70 à 90 *mm*.

Le *tuyau amenant le blé* aux meules ne doit pas avoir moins de 60° d'inclinaison. Ce tuyau a à sa partie supérieure une largeur de 60 à 80 *mm* et une longueur d'environ 200 *mm* ; son diamètre augmente au dedans de l'enveloppe de la meule tournante.

L'embrayage ou le débrayage de la meule se fait au moyen de la roue d'engrenage se trouvant sur le fer de meule; à cet effet est calé sur le fer de meule un manchon conique avec ressorts ou doigts d'entraînement qu'abandonne facilement la roue lorsqu'on l'enlève par l'appareil de débrayage.

On emploie rarement les embrayages à friction. Dans le cas de commande par courroies, il faut prendre les poulies du plus grand diamètre possible ; par exemple de 1,2 à 1,5 *m* et une largeur de courroie de 160 à 250 *mm*, suivant la force à transmettre. L'embrayage et le débrayage s'effectuent dans ce cas au moyen de rouleaux tendeurs.

La disposition la plus convenable et la plus commode pour de grandes installations est la disposition en ligne.

Le mouvement est transmis à un arbre de couche qui fait tourner les différentes meules soit au moyen de roues d'angle, soit au moyen de courroies demi-croisées.

Pour la disposition en groupe, on fait usage d'un arbre communicateur ou intermédiaire vertical avec roues droites ou poulies de transmission. En général, on peut dire que la commande par courroies est préférable à celle par engrenages.

Le blé est amené aux meules de la manière la plus convenable, par le moyen de l'*engreneur centrifuge* ; celui-ci consiste en une cuvette fixée soit sur la nille, soit sur le prolongement du gros fer. Par la rotation de cette coupe ou cuvette, le blé est distribué d'une façon uniforme par la force centrifuge. Sur la dite cuvette débouche le tuyau ou tube d'arrivée ayant environ 120 *mm* de diamètre et pouvant se déplacer dans le sens vertical par rapport à la cuvette de distribution. Le réglage s'effectue par l'ouverture de passage comprise entre le tuyau d'arrivée et la cuvette, ou bien au moyen d'une soupape de réglage spéciale. Il est bon de placer la cuvette susmentionnée sur un axe de peu de longueur fixé dans le gros fer de manière à ce qu'elle arrive à la hauteur du couvercle de l'enveloppe des meules, afin de pouvoir surveiller l'alimentation.

Le *refroidissement de la boulange* a lieu de la manière la plus convenable, par la ventilation dite à forte aspiration. Un ventilateur aspire de l'air, qui, astreint à passer entre les surfaces broyantes des meules, se charge de menue farine, laquelle est retenue par un tamis grossier en laine disposé à cet effet en zigzag au-dessus de la meule courante ; la surface développée de ce tamis peut comporter de 2,5 à 3 m^2. La conduite d'air à la sortie des meules se compose de 2 bagues, l'une fixée à l'enveloppe des meules au moyen d'un tuyau en cuir, l'autre fondue dans l'œillard de la meule courante ; ces bagues peuvent glisser l'une dans l'autre ; l'air, en traversant le tuyau de descente, maintient un clapet de fermeture ouvert. Pour empêcher la formation de colle de farine, il est bon de recouvrir les parties en fer de l'enveloppe des meules de plaques isolantes en feutre de 20 *mm* et celles en bois de mêmes plaques de 15 *mm* d'épaisseur ; on recouvre ensuite le tout de tôle étamée de 5 *mm* d'épaisseur ; les mêmes précautions doivent être prises pour les parties du tuyau d'aspiration se trouvant en dehors des meules. La trémie doit être débarrassée, à intervalles égaux, de 10 à 15 minutes de la poussière qui y adhère en la secouant après avoir interrompu l'action du ventilateur ; à cet effet, une tige fixée aux montants ou châssis de la trémie traverse l'enveloppe des meules et une valve est disposée dans la conduite d'aspiration.

La trémie est secouée soit par l'intermédiaire de la main, soit par le moyen d'un appareil automatique convenable.

La section des tuyaux de conduite d'air, exécutés en tôles de zinc n° 12 à 14 *), reliant les meules au ventilateur, comporte, pour une paire de meules, 150 cm^2 ; pour chaque paire de meules en plus, on ajoute 100 cm^2. Le vide ou la dépression la plus convenable à produire dans l'enveloppe des meules peut varier, d'après le travail produit par la meule, de 40 à 100 *mm* d'eau.

La dépense en travail de bons ventilateurs peut être considérée

*) Voir appendice.

égale à environ 0,25 chev.-vap.; d'un autre côté, l'économie en travail absorbé par les meules, due à l'aspiration seule, comporte environ 20 %. De plus, la ventilation permet d'augmenter la production des meules par une dépense proportionnelle de travail moteur; celui-ci peut aller sans inconvénient, pour le cas de meules d'environ 1,4 *m* de diamètre, jusqu'à 25 chev.-vap.

La *vitesse périphérique* de la meule courante varie de 8,5 à 9,5 *m* par seconde; la vitesse minimum a rapport à la première mouture et à la mouture économique ou mouture basse; tandis que la vitesse maximum correspond aux moutures de finissage ou à la mouture ronde ou haute.

D'après *Wiebe*, le *travail absorbé* est donné par le tableau suivant :

Pour une production par heure de 100 *kg.*	En chevaux-vapeur	
	sans ventilation.	avec
FROMENT		
Mouture unique fine (anglaise)	3,77	2,8
Mouture à premiers gruaux moulus fins	4,44	3,33
Mouture à premiers et deuxièmes gruaux moulus fins	5	3,77
SEIGLE		
Moulu une fois	3,85	2,85
» deux fois	6,45	4,76
» trois fois	8	6
» quatre fois	8,7	6,66

Aux chiffres mentionnés dans le tableau, il faut ajouter de $^1/_8$ à $^1/_4$ de cheval-vapeur par paire de meules en action.

b. Moulins cylindriques.

On emploi des *cylindres lisses à vitesses circonférencielles égales* principalement pour désagréger le blé avant de le moudre; c'est-à-dire, par eux le grain est ouvert en absorbant un moindre effort, et l'enveloppe corticale subit un moindre déchirement.

Le blé, en sortant du désagrégeur ou comprimeur, est débarrassé des germes et de la farine sale par le moyen de toiles métalliques numéros 25 et 18. L'axe de l'un des cylindres est fixé d'une manière invariable, tandis que l'axe de l'autre cylindre peut être rapproché ou éloigné de l'axe fixe en restant toujours parallèle à cet axe. Le mouvement de rotation est communiqué au cylindre fixe qui entraine le cylindre

mobile par frottement. Le mouvement de déplacement parallèle de l'axe du cylindre entraîné est ou non-élastique ou élastique ; dans le premier cas il s'effectue au moyen de vis ; dans le second cas au moyen de ressorts ou de leviers chargés de poids, de telle sorte que si un corps résistant vient à passer entre les deux cylindres, ceux-ci s'éloignent et se rapprochent le corps passé ; de cette façon, sans crainte de rupture d'organes, la compression du grain par les cylindres est sensiblement constante. Dans le cas de poids ou de ressorts, il faut pouvoir varier la pression entre les cylindres en coulissant les poids sur leurs leviers ou en donnant plus ou moins de tension initiale aux ressorts. Le parallélisme absolu des cylindres dans toutes leurs positions est une condition spéciale pour leur bon fonctionnement ; on peut l'obtenir par des lissières ou par la rotation du cylindre entier autour d'un axe. Ce mouvement d'éloignement ou de rapprochement doit être commandé à l'aide d'un mécanisme simple ; lorsque le cylindre occupe une position, il ne faut pas que, par suite des vibrations, il puisse abandonner cette position. L'entrée du blé entre les cylindres doit pouvoir être réglée exactement au moyen de tiroirs, et le grain doit être réparti le plus uniformément possible sur la longueur des cylindres, résultat que l'on obtient de la façon la plus convenable au moyen de cylindres d'alimentation cannelés. Au-dessous des cylindres se trouvent des appareils qui peuvent être appliqués contre les cylindres et débarassent ceux-ci du blé et de la boulange qui y adhèrent.

Les cylindres sont en fonte durcie ; on donne au cylindre moteur de 220 à 450 *mm* de diamètre et une longueur de 300 à 600 *mm*. Le diamètre du cylindre entraîné peut varier des $^2/_3$ jusqu'à devenir égal à celui du cylindre moteur.

On peut faire aussi des cylindres, forme tambours, de 800 *mm* de diamètre et 130 *mm* de large; les jantes de ces tambours doivent alors être très résistantes. Cette solution a l'avantage de permettre une répartition plus uniforme du grain le long des cylindres, par suite l'entraînement est meilleur.

Pour chaque 100 *kg* de blé à désagréger, la surface de travail de chaque cylindre doit être de 300 à 400 m^2. Si la construction des coussinets est soignée, les cylindres peuvent faire jusqu'à 300 tours par minute. Le travail absorbé par chaque 100 *kg* débités par heure, varie de 0,25 à 0,3 chev. vap.

On emploie *les cylindres lisses à vitesses périphériques différentes* pour réduire et moudre les gruaux de froment et les issues.

Il est bon de faire usage pour ce travail de cylindres en matière poreuse, c'est pourquoi la fonte durcie est avantageusement remplacée par la porcelaine. Les cylindes en porcelaine ont une épaisseur de paroi de 50 *mm* ; pour monter un cylindre en porcelaine sur un arbre, on le presse au moyen de 3 vis axiales entre deux plateaux clavetés sur l'arbre et on rend le tout solidaire en coulant du soufre. L'axe d'un des cylindres est fixe d'une façon invariable et reçoit la commande, tandis que l'autre de même diamètre est entraîné par une roue d'engrenage ayant 21 dents, alors que la roue motrice en a 19. La pression existant entre les cylindres doit être engendrée automatiquement à l'aide du cylindre mené par les moyens précités ; cette pression, à l'aide d'un mécanisme simple, doit pouvoir facilement être supprimée, mais la distance entre les deux cylindres ne doit pas nécessairement être variable, car les deux cylindres frottent l'un sur l'autre, c'est-à-dire que c'est le cylindre fixe qui réagit directement contre la pression du cylindre entraîné. Comme

cette pression doit être très forte, les coussinets doivent être munis de bons appareils de graissage afin d'éviter les échauffements; ceux du cylindre entraîné doivent être le plus possible mobiles dans toutes les directions, afin que si le cylindre se lève d'un côté, ce mouvement se produise sans coïncement et sans abimer les tourillons.

L'introduction de la matière à moudre et l'enlevage de la substance adhérente s'effectuent dans ces cylindres comme dans les désagrégeurs.

On donne aux cylindres en fonte durcie un diamètre de 220 à 250 *mm* et une longueur de 300 à 500 *mm*; on dispose généralement deux paires de cylindres sur le même bâti; les axes des cylindres intérieurs sont fixes; l'un des cylindres intérieurs reçoit la commande et tous les autres sont entraînés par des engrenages. On donne actuellement aux cylindres en porcelaine un diamètre de 350 *mm* et une longueur de 400 *mm*; il n'en existe qu'une paire par bâti.

La vitesse des cylindres moteurs comporte 200 tours par minute; le débit par heure est de 150 à 300 *kg*, et le travail dépensé est de 2 à 3 chev.-vap.

On emploie les cylindres cannelés pous égruger ou moudre grossièrement, et pour réduire les gruaux (principalement les gruaux de seigle).

Les cannelures ont une section en forme de dents de scie; à cause de leur marche lente et de leur action comparable à celle d'une cisaille, elles font un angle de 10 à 20° avec l'axe de rotation et ont la même direction sur les deux cylindres. La largeur des cannelures comporte, suivant les différents broyages, de 3 à 1 *mm*, et celles pour la réduction des gruaux, de 1 à 0.4 *mm*. La profondeur des cannelures est à peu près égale à la moitié de leur largeur. Les deux cylindres sont, ou bien mis en mouvement tous deux par le moyen de courroies, ou bien le cylindre tournant le plus vite, seul est commandé, tandis que l'autre est entraîné par des roues d'engrenages. Le cylindre ayant la plus grande vitesse a son axe toujours immobile, tandis que l'autre cylindre peut se déplacer et est pressé contre le cylindre fixe au moyen de ressorts ou de poids agissant sur de grands bras de levier. La pression entre les deux cylindres doit être engendrée automatiquement, être variable à volonté et réglable selon toutes les positions relatives des cylindres.

L'alimentation et le nettoyage des cylindres se font comme dans les cylindres désagrégeurs.

Les cylindres doivent être exécutés en fonte durcie le plus homogène possible; dans le cas de bâtis à une paire de cylindres, le diamètre de ceux-ci varie de 400 à 500 *mm* et leur longueur de 600 à 700 *mm*; dans le cas de bâtis à deux paires de cylindres, le diamètre de ceux-ci est de 220 à 250 *mm*, et la longueur de 300 à 500 *mm*. Habituellement, les cylindres travaillant ensemble ont les mêmes dimensions.

Vitesse circonférentielle $\geqq$ vitesse d'introduction de la matière à broyer; le cylindre à grande vitesse fait de 240 à 250 tours par minute. La vitesse différentielle des deux cylindres ou mieux le rapport des vitesses des deux cylindres, est pour le froment 1 : 3; pour le seigle, ce rapport peut atteindre 1 : 5 et pour traiter l'enveloppe corticale, la

différence entre les deux vitesses peut augmenter encore d'une façon notable. Le poids de la matière égrugée par heure varie de 750 à 1500 *kg* par machine, suivant la grosseur des cylindres, avec une dépense de 4 à 10 chev. vap.; on peut réduire avec les mêmes cylindres de 250 à 400 *kg* de gruaux à l'heure en dépensant de 2 à 3, chev.-vap. Il est bon, après avoir fait passer le blé par l'égrugeoir de le soumettre à l'influence de ventilateurs aspirants, comme dans la mouture avec meules.

c) Les *concasseurs* (dits *désintégrateurs*) réduisent les corps par chocs et peuvent être utilisés pour toutes sortes de moutures: ils sont employés avantageusement pour moudre l'enveloppe corticale. Il est bon, avant de soumettre le grain à l'action du concasseur, de le faire passer au travers de cylindres lisses (désagrégeurs) à même vitesse circonférentielle.

Dans ce système de concasseurs, deux disques hérissés de broches, tournent autour du même axe géométrique, l'un dans un sens, l'autre en sens inverse ; dans les concasseurs dits « dismembrateurs », un des disques est au repos. La matière à concasser est introduite au centre des disques ; la force centrifuge l'amène dans les régions hérissées de broches, où elle est soumise à l'action de chocs répétés qui la concassent et enfin la font échapper par la circonférence des disques à partir de laquelle elle est abandonnée à elle-même.

Les broches, en acier fondu, de 8 à 10 *mm* de diamètre, sont rivées sur les disques ou plateaux et sont en porte à faux sur une longueur de 30 à 40 *mm*. Ces broches sont disposées suivant 3 ou 4 circonférences de cercles concentriques. Afin qu'il n'existe pas d'espace nuisible entre les broches d'un plateau et l'autre plateau, les extrémités de ces broches se meuvent dans des rainures tournées dans les disques, ayant une profondeur de 4 à 5 *mm* et une largeur de 12 à 15 *mm*. La distance entre les différentes circonférences de broches comporte de 40 à 60 *mm*; la distance des différentes broches sur la même circonférence est la même. Les différentes séries de broches disposées suivant des circonférences appartiennent alternativement à l'un et à l'autre des deux disques. La distance entre deux séries de broches travaillantes peut être de 15 à 20 *mm*.

Lorsque les deux plateaux sont animés d'un mouvement de rotation, ils sont tous deux en porte à faux et dans le cas où l'un de ces plateaux est immobile, l'autre doit être pris entre deux coussinets : dans les deux cas, les disques doivent être solidement calés sur des arbres en acier et soigneusement équilibrés. Il faut particulièrement porter son attention sur la construction des coussinets qui doivent être munis de bons appareils de graissage. La longueur des coussinets doit être de 6 à 8 fois le diamètre de l'alésage. Le tout doit être monté sur un bâti en fonte et les plateaux doivent être entourés d'une cage à deux ouvertures : l'une latérale pour l'alimentation et l'autre à la partie inférieure pour la vidange.

Les disques ont de 0,6 à 1 *m* (et plus) de diamètre et sont capables

de débiter de 700 à 2000 *kg* par heure. La vitesse circonférentielle comporte environ 50 *m* par seconde lorsque les deux disques sont animés d'un mouvement de rotation et 100 *m* par seconde lorsque l'un des deux est immobile. Le travail dépensé pour chaque 100 *kg* débités par heure est d'environ 1 chev.-vap.

Là encore, il est à recommander de ventiler la boulange à sa sortie de l'appareil.

5. Blutage de la boulange.

a) Le *cylindre du bluteau* est ordinairement à section hexagonale et a 860 ou 1000 *mm* de diamètre pour une longueur de 2,2 à 7,3 *m*. L'inclinaison de ce cylindre par rapport à l'horizontale comporte $^1/_{20}$ à $^1/_{10}$ de la longueur ; il est convenable de pouvoir varier cette inclinaison. Le cylindre consiste en une carcasse en bois sur laquelle sont tendues des gazes de soie: ce cylindre est enfermé dans un coffre portant sur ses faces frontales les coussinets et latéralement des ouvertures ou portières; la farine en sortant du blutoir tombe dans des cases à demeure ou bien sur des toiles métalliques sans fin ou dans un auget dans lequel se meut une vis de transport qui la porte directement à l'ensacheur.

Dans la mouture basse, on n'emploie ordinairement qu'un seul cylindre; la boulange est versée dans la partie supérieure du cylindre couverte des gazes les plus fines et elle descend en passant sur des gazes de plus en plus grossières, de telle sorte que la boulange est séparée par degré de finesse; dans la mouture ronde, au contraire, on fait usage de plusieurs cylindres de peu de longueur pour moins fatiguer les soies fines ; le rôle du premier de ces cylindres consiste à retenir les gruaux et l'enveloppe corticale ; le produit passé entre les mailles est alors conduit à la bluterie à « Dunst » (produit intermédiaire entre le gruau et la farine), et enfin à la bluterie à farine.

D'après *Wiebe*, pour chaque 100 *kg* de blé que l'on veut moudre complètement, il faut :

1) Pour la mouture basse du froment au maximum :

22 m^2 de surface de gazes.

La répartition de cette surface se fait de la manière suivante :

50 % pour séparer la farine du blé égrugé; pour cela on tend les cylindres de gazes n° 11,

25 % pour séparer les gruaux du petit son et du blé égrugé;

20 % des bluteaux sont garnis de gazes n° 5 et 5 % avec du n° 00;

14 % pour opérer la séparation de la farine et des gruaux n° 1; les gazes faisant ce travail portent les n° 11 et n° 9;

11 % pour séparer la farine des gruaux n° 2, ce qui a lieu avec des gazes n° 11 et n° 9.

N. B. Dans les moulins continus, les deux dernières sortes de gazes, pour séparer les gruaux de la farine, doivent être tendues dans des petits cylindres spéciaux ;

2) Pour la même quantité par heure de froment moulu en mouture ronde (ou haute), il faut environ 15 m^2 de surface;

3) Pour le seigle, il faut environ une surface de gazes de 8 m^2; ici les gazes peuvent être prises un peu plus fines.

Le nombre de tours du cylindre pour 860 *mm* de diamètre, est d'environ 30, et pour 1000 *mm* de diamètre, d'environ 25 par minute. Le travail dépensé, d'après *Wiebe*, varie de $\frac{l}{16}$ à $\frac{l}{32}$ chev. vap., où l représente la longueur du cylindre en *m*.

b) *Machine à bluter à force centrifuge.* Cette machine se compose: 1° d'un cylindre de 500 *mm* à 1000 *mm* de diamètre sur 1,25 *m* à 3 *m* de long tournant avec une vitesse périphérique de 0,8 à 1 *m* par seconde; 2° d'un tambour à ailettes placé dans l'intérieur du cylindre et animé d'une vitesse circonférentielle de 7 à 8 *m* et tournant dans le même sens que le cylindre. La boulange, par suite de ce mouvement de rotation des ailettes qui sont placées un peu obliquement sur le rayon, est fortement sassée sur toute la circonférence du cylindre; la distance des ailettes à la gaze est variable d'après le but que l'on se propose et peut comporter de 10 à 20 *mm* suivant la puissance de la machine.

Le cylindre est formé habituellement de 4 châssis en bois tendus de gazes, lesquels châssis sont disposés sur le bâti du cylindre de façon à pouvoir être rapidement remplacés par des châssis de réserve en cas de dommages causés. Le coffre ou enveloppe du cylindre est pareil à celui des blutoirs ordinaires.

Pour ménager les gazes, le blé égrugé et la matière corticale sont d'abord séparés par un cylindre centrifuge préparatoire en tôle percé de trous de 3/4 à 2 *mm*, ou bien par un cylindre ordinaire tendu avec gazes en soie portant n° 000 à n° 1; de telle sorte que dans la machine centrifuge à bluter la farine, il ne reste sur les gazes que les gruaux, tandis que la farine et, suivant les circonstances, les « dunst » passent au travers. Les gazes de ces derniers bluteaux portent, pour la farine de froment, les n°s 12 à 15, et pour celle de seigle les n°s 13 à 16; les numéros grossiers travaillant avant les numéros fins; pour les issues on emploie les n°s 7 à 9.

Pour chaque 100 *kg* de substance traitée à l'heure, il faut les surfaces de blutoir suivantes:

Cylindre préparatoire centrifuge	0,6 à 0,8 m^2
Cylindre préparatoire ordinaire	1 à 1,2 m^2
Cylindre à farine centrifuge	1 à 1,25 m^2

Pour la mouture ronde il faut environ les $^2/_3$ de ces valeurs.

La dépense en travail pour chaque cylindre centrifuge, comporte environ $^1/_2$ de cheval vapeur par 100 *kg* traités par heure.

6. Nettoyage des gruaux.

Les particules de son se trouvant dans les gruaux ainsi que les gruaux rendus plus légers par des parties du péricarpe y adhérant sont enlevés au moyen d'un courant d'air aspirant. Dans le cas où cette séparation est rendue difficile par la petitesse des gruaux et issues, on fait, outre l'aspiration mentionnée, usage de la force centrifuge. La condition principale pour pouvoir effectuer les séparations précitées, est que toutes les parties traitées aient le plus possible la même grosseur; c'est pourquoi, avant le nettoyage on fait un triage dans la plupart des cas, suivant leurs grosseurs, au moyen d'un bluteau à gazes n° 00 à n° 9 ; en dehors de cela, on dispose en général sur les machines à nettoyer les gruaux de 1 à 2 blutoirs à secousses séparant ceux-ci en 2 ou 4 grosseurs; dans le cas où la séparation, sur les bluteaux adjoints à la machine à nettoyer les gruaux, se fait suivant quatre grosseurs, on peut, suivant les circonstances, supprimer le cylindre trieur des gruaux. Habituellement, le ventilateur aspirant fait partie de la machine; cependant, dans le cas où il y a plusieurs nettoyeurs de gruaux, on construit un ventilateur séparé. Les gruaux à nettoyer, soumis à l'action du nettoyeur, se trouvent réduits à l'état de gruaux purs, tandis que le son, les déchets sont expulsés par le ventilateur dans la chambre à poussière. Habituellement, les déchets sont encore nettoyés. La force du courant d'air doit être parfaitement réglable au moyen de tiroirs ou de clapets; il faut éviter le plus possible tout rétrécissement brusque de la conduite de ventilation, de même que tout ce qui peut occasionner des tourbillons dans le courant.

a) Les *machines à nettoyer les gruaux par l'action seule d'un courant d'air* s'approprient très bien au nettoyage des gros gruaux. Chaque sorte de gruau tombant des blutoirs à secousses arrive sur un système de tables, habituellement quatre, étagées et inclinées ; les gruaux passent en couches minces d'une table à l'autre et sont soumis dans leur chute à un courant d'air en croix. Ces machines sont souvent disposées de manière à ce que les différents produits, se trouvant les uns à la suite des autres, sont nettoyés par plusieurs systèmes de tables.

Il résulte de là qu'un traitement unique par la machine donne plusieurs sortes (jusqu'à cinq sortes) de gruaux nettoyés à différents degrés, c'est-à-dire on a ainsi des gruaux de différentes qualités, ce qui est un avantage pour la mouture ronde. La largeur de la machine est de 600 à 800 *mm*, et on doit avoir soin que la couche des gruaux tombants ait la même épaisseur sur toute la largeur des tables.

Le bluteau à secousses fait de 200 à 300 courses, et le ventilateur de 400 à 600 tours par minute. Le travail absorbé est de 1/8 à 1/4 de cheval vapeur.

b) Les *nettoyeurs de gruaux ou sasseurs centrifuges* trouvent leur emploi dans le nettoyage des gruaux plus fins. Les gruaux à nettoyer tombent successivement dans trois à quatre cuvettes calées les unes au-dessus des autres, sur le même axe vertical. Par suite de la force centrifuge engendrée par la rotation de ces cuvettes, les parties les plus lourdes, les gruaux, s'éloignent du centre, tandis que les parties légères, restant à l'intérieur, sont entraînées par un courant d'air aspirant se dirigeant sur le centre après avoir traversé en croix les différentes nappes de gruaux ; les déchets tombent au centre, ou bien ils sont entraînés comme son léger et folle farine. Les gruaux proprement dits tombent dans des entonnoirs les conduisant dans la cuvette suivante où ils sont soumis à la même opération.

L'axe vertical fait de 200 à 300 tours par minute. Le ventilateur aspirant forme en général une machine à part. Travail dépensé, environ 1/4 cheval-vapeur

7. Machines auxiliaires.

a. Une *machine à mélanger les farines* consiste ordinairement en un disque en bois de 1000 à 1200 *mm* de diamètre hérissé de chevilles en hêtre de 20 *mm* de diamètre et de 200 *mm* de long, calé au moyen d'un moyeu en fonte sur un axe vertical. Le disque ou plateau est situé, lorsque c'est possible, au-dessous du plafond de la chambre à mélanges qui a de 3 à 4 *m* de côté : dans le bas de cette chambre il y a de 2 à 4 canaux en forme d'augets. Au-dessus du plateau débouche un auget recevant les différentes sortes de farines pour les conduire sur le dit plateau qui fait de 120 à 150 tours par minute ; par le moyen de la force centrifuge et des chevilles, la farine abandonne le plateau et tombe dans la chambre des mélanges. Afin que le mélange des diverses sortes de farines se fasse en même temps et régulièrement, il est convenable de diviser l'auget d'arrivée par 1 ou 2 parois de séparation, en plusieurs canaux contenant les différentes sortes de farines et les conduisant simultanément sur le plateau.

b. Moyens de transport.

I. TRANSPORT HORIZONTAL

α) Les *vis sans fin de transport* sont le plus souvent construites tout en fer.

Sur un tube en fer de 50 à 80 *mm* de diamètre extérieur, on enroule une tôle héliçoïdale de 2 à 3 *mm* d'épaisseur fixée au moyen d'équerres à tous les mètres environ.

La vis sans fin se compose de spires séparées, rivées les unes aux autres ; pour former ces spires, on coupe des disques circulaires avec ouverture intérieure concentrique et, après les avoir coupés radialement et chauffés, on leur fait prendre la forme voulue dans une pièce en fonte ou forme. A chacune des extrémités de la vis sans fin se trouve un tourillon en fer à embase de 45 à 65 *mm* de diamètre, rivé dans l'intérieur du tube dans lequel il pénètre de 200 *mm*.

Les longueurs partielles des vis comportent de 2,5 à 3,5 *m* et sont réunies entre elles au moyen de manchons d'accouplement à disques placés le plus près possible des paliers-supports. Les vis sans fin ont de 150 à 420 *mm* de diamètre et un pas compris entre le diamètre et les $^4/_5$ du diamètre. L'auge de la vis sans fin se fait en bois ou en tôle de fer de 2 *mm* d'épaisseur, de manière que le jeu compris latéralement entre la vis et l'auge soit de 10 *mm* et vers le bas de 15 *mm*. Les coussinets sont le plus souvent en gaïac et sont maintenus au

moyen d'étriers fixés à des traverses en fonte et situées au-dessus de l'auge.

Pour le transport des grains, la vis sans fin peut faire jusqu'à 100 tours, et pour celui de produits de moutures, 60 tours par minute. Pour le calcul du transport, on peut prendre un coefficient de remplissage = 1/5. En représentant par Q la quantité de matière, en *kg*, à transporter par heure et par l, la longueur en *m* de la vis san fin, le travail dépensé peut varier

$$\text{de } \frac{Ql}{200000} \text{ à } \frac{Ql}{150000} \text{ chev. vap.}$$

β) Les *toiles sans fin* ont surtout leur raison d'être pour le transport de grandes quantités de grain à de grandes distances. A cet effet, sur des rouleaux porteurs, se meut une toile en chanvre sans fin ayant une largeur de 200 à 1000 *mm*, avec une vitesse de 1,2 à 2,5 *m* à la seconde. Les rouleaux ont de 100 à 200 *mm* de diamètre ; il est convenable de les tourner légèrement concaves. Les tourillons des rouleaux ont de 12 à 20 *mm* de diamètre et environ 50 *mm* de long ; la distance entre deux rouleaux consécutifs est de 2 à 2,5 *m*. Le rouleau moteur et celui d'extrémité doivent être cylindriques et peuvent avoir de 400 à 1000 *mm* de diamètre.

La toile doit être tendue par un système automatique agissant par l'intermédiaire de poids. Les grains sont amenés au milieu de la toile, dans le $^1/_3$ de sa largeur ; tout mouvement du grain dans le sens de la marche doit être, le plus possible, empêché.

Pour pouvoir obtenir le déversement du grain en chaque point de la toile, on fait passer celle-ci sur deux rouleaux obliques de 400 à 600 *mm* de diamètre, fixés l'un au dessus de l'autre sur un wagon roulant sur rails ; la toile passe d'abord sur le rouleau supérieur d'où elle déverse le grain dans un récipient à vidange latérale ; ensuite cette toile passe sur le rouleau inférieur, un peu en retraite, dont le point le plus bas se trouve un peu au-dessus des rouleaux porteurs. Le wagon doit pouvoir être calé solidement et pendant le déplacement il faut pouvoir diminuer la tension dans la toile de transport le plus possible.

Le travail dépensé est environ $\frac{Ql}{500\,000}$ où Q représente le nombre de *kg* transportés par heure et l la longueur de la toile sans fin en *m*.

II. TRANSPORT VERTICAL

α) Les *tuyaux de descente* servent au transport de haut en bas, verticalement ou suivant des directions obliques. La pente minimum dépend du produit à transporter et de la nature du tuyau transporteur. Pour les tuyaux en bois, à section constante, les angles minima que puisse faire la surface de glissement avec l'horizontale sont :

pour

Grain.	25 à 30°	Gros gruaux	45 à 50°
Blé égrugé rond . .	40 à 50°	Gruaux fins. . . .	50 à 55°
Blé égrugé bas (plat).	50 à 60°	Issues.	55 à 60°
Boulange fine ne pouvant plus rouler. .	60 à 65°	Son	60 à 65°
		Farine	70 à 80°

Dans le cas d'un écoulement continu par élévateur, les angles susmentionnés peuvent être diminués de 10 à 20°.

β. Les *élévateurs* servent au transport de bas en haut. Ils se composent d'une série de hottes ou godets fixés sur une courroie sans fin en chanvre, embrassant deux tambours de 400 à 600 *mm* de diamètre, placés l'un au dessus de l'autre et dont le supérieur donne le mouvement au système. Le tout est entouré d'une enveloppe qui consiste en deux tuyaux pour la courroie : l'un pour le brin ascendant, l'autre pour le brin descendant; ces deux tuyaux sont réunis en haut par le réceptacle de vidange ou trémie couverte d'une calotte mobile et dans le bas par la cage d'entrée avec porte latérale pour l'enlèvement du tambour. Les élévateurs sont le plus souvent disposés pour se mouvoir verticalement; quelquefois, mais rarement, ils sont un peu inclinés par rapport à la verticale.

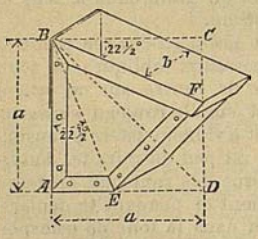


Fig. 408.

On obtient pour les hottes ou godets une construction convenable (permettant à la matière d'y entrer facilement, de bien les remplir, ne lui empêchant pas d'en sortir, tout en ayant facilité d'exécution) en opérant de la façon suivante (Fig. 408). On construit sur la profondeur a de la hotte, comme côté un carré ABCD et l'on divise l'angle d'un sommet en quatre parties égales et l'on joint entre eux les points d'intersection de la première et de la troisième ligne de division avec les côtés du carré construit. On obtient ainsi le quadrilatère AEFB, qui est la vue de face cherchée. Le contenu d'une telle hotte est 0,6 a^2b; mais pour le calcul, il faut prendre seulement 0,4 a^2b, où $b \geq a$ représente la largeur de la hotte; a comporte de 100 à 130 *mm*.

Les hottes ou godets sont fixés à la courroie à des distances de 0,4 à 0,5 *m* au moyen de deux vis et plus par hotte. La largeur de la courroie est $b + 20$ *mm*; celle des tambours $b + 30$ à $b + 40$ *mm*, et la largeur intérieure de l'enveloppe (tuyau) doit comporter $b + 50$ à $b + 60$ *mm*. Derrière la courroie il doit y avoir un jeu de 15 à 20 *mm*. et en avant, c'est-à-dire entre les hottes et l'enveloppe, de 35 à 40 *mm*. La vitesse de la courroie comporte, pour la boulange, de 1 à 1,2 *m*, pour le grain jusqu'à 2 *m* par seconde.

Le travail absorbé par un élévateur est $\frac{Q(l+1)}{250\,000}$ chevaux-vapeur où

Q représente la quantité de matière élevée par heure, et l la hauteur de l'élévateur en m.

γ. Les *chaises de transport* ou *ascenseurs* servent au transport vertical aussi bien dans un sens que dans l'autre.

Le treuil doit pouvoir être facilement mis en marche, et pouvoir être, au moyen de freins, immobilisé à chaque point de la course. Pour la commande, on emploie ou bien des courroies qui peuvent être tendues et détendues à volonté, ou bien, ce qui vaut mieux, on fait usage de deux roues de friction pouvant être pressées l'une contre l'autre à l'aide d'un levier. Au repos, la roue de commande est pressée contre le frein sous l'action de son propre poids ou par le moyen de poids spéciaux convenablement disposés. Si l'on dégage la roue de l'action du frein, sans produire cependant l'embrayage du mouvement, la chaise de transport descend sous l'action de la pesanteur. La courroie de transport est ordinairement en toile quadruple de 200 à 250 *mm* de largeur. Il est convenable de disposer sur ladite chaise des parachutes qui, au moyen de ressorts tendus par la courroie, entrent immédiatement en fonction lors de ruptures éventuelles de celle-ci.

La vitesse des chaises de transport employées dans les moulins comporte de 0,5 à 0,6 m par seconde.

8 Tournant (meule) d'un moulin pour monder l'orge et le froment.

Une meule en grès de 1,1 à 1,75 m de diamètre et 0,3 à 0,4 m de hauteur tourne autour d'un axe vertical ou horizontal et travaille avec la surface de son manteau. Dans la première disposition d'axe, l'installation est semblable à celle des meules ordinaires ; le fer de meule a de 70 à 80 *mm* de diamètre; il est réuni à la meule par l'intermédiaire d'une anille fixe qu'il traverse et il se termine par une partie tournée au-dessus de la meule qui vient s'engager dans des coussinets ajustés dans une traverse. La surface intérieure du cylindre entourant la meule est immobile et est en grès ou en bois avec tôles de friction réunies entre elles par des cercles ou cerceaux. La distance entre la meule et son enveloppe est en haut de 25 *mm*, en bas de 15 *mm*. L'enveloppe est environ 50 *mm* plus haute que la meule. Le tout est enfermé sous un couvercle dans lequel se trouve l'ouverture d'alimentation et un tuyau d'évacuation qui conduit la folle farine dans une chambre à poussière.

Le plancher, au-dessous de la meule courante, est recouvert de tôle. La meule courante fait de 200 à 250 tours par minute.

Dans la disposition verticale où la meule tourne avec une vitesse de 240 à 260 tours par minute, l'enveloppe de la meule, qui est un tambour en tôle, se meut dans le sens inverse de la meule avec une vitesse de 4 à 5 tours par minute.

Dans les deux dispositions que nous venons d'indiquer, l'action est variable et périodique; la durée de la période est de 15 à 20 minutes; l'arrivée et la sortie sont réglées par le moyen de mécanismes à

tiroirs. La quantité introduite chaque fois pour être travaillée comporte de 15 à 20 *kg*; cette quantité doit pouvoir varier.

Le même système de meule peut servir pour écorcer les pois que l'on doit d'abord mouiller et ensuite sécher. Le travail dépensé par meule est de 4 à 5 chevaux-vapeur.

9. Installation des moulins.

Le bâtiment a une profondeur de 10 à 12 *m*; pour les petites installations et lorsqu'on ne peut pas faire autrement, les bâtiments sont à quatre étages, dans les installations moyennes ils sont à cinq étages et dans les grandes installations à 7 étages, l'étage mesure de 3 à 3,5 *m* de haut. Le premier étage ou rez-de chaussée contient le beffroi du moulin ainsi que les transmissions lourdes. Dans le second étage sont disposées les meules ainsi que toutes les machines de broyage et de concassage ; le troisième étage contient les récipients ou réservoirs de ces machines. L'étage en galetas, et dans les grandes installations, les deux derniers étages forment la bluterie. Dans l'étage au dessous de ceux contenant les bluteaux se trouvent les conduites de transport, les vis sans fin et autres moyens de transports pour les produits devant encore être travaillés. Les étages qui, dans les grandes installations, se trouvent entre le dernier cité et le troisième étage du moulin sont encore disposés pour recevoir les récipients faisant suite à ceux du troisième étage. Toutes les machines et leurs récipients doivent être, le plus possible, placés sur l'un seulement des côtés longs du bâtiment dont la longueur se détermine alors d'après le nombre et la grandeur des machines à installer. Il faut de plus, autant que faire se peut, que toutes les machines et leurs récipients soient placés les uns au-dessus des autres, ce qui facilite beaucoup la continuité des opérations. Il est convenable alors d'effectuer le nettoyage des gruaux à l'étage supérieur et sur le côté long du bâtiment opposé à celui dont il vient d'être question.

B. MOULINS A HUILE

1. *Généralités.* Les huiles grasses se divisent en huiles siccatives et huiles non siccatives. Dans la première catégorie rentrent les huiles de lin, de noix et de chènevis; dans la seconde, celles de colza, navette d'hiver.

Les graines ne doivent pas être entassées en couche de plus de 80 *mm* d'épaisseur, lorsqu'elles sont fraîches, de 0,3 *m* en été et de 0,6 *m* en hiver.

Les graines qui s'échauffent adhèrent et donnent de mauvais rendements aussi bien qualitatifs que quantitatifs.

Dénomination des graines.	Poids de 1 *hl* en *kg.*	Rendement en huile de 1 *hl*		Dénomination des graines.	Poids de 1 *hl* en *kg.*	Rendement en huile de 1 *hl.*	
		%	*l*			%	*l*
Graines de lin	77—82	22	15—17	Navette d'hiver	68	30	25—27
Colza d'hiver *)	68—74,5	25	29—31	Navette d'été	—	23	19—21
Colza d'été	—	19	21—23	Chènevis	51—56	8	25

2. *Cylindres nettoyeurs.* — Ils sont à section hexagonale ou octogonale; ils ont un diamètre de 650 à 800 *mm* et une longueur de 1,9 *m*; la partie supérieure du cylindre est tendue de toile métallique fine (1 fil par *mm*) sur une longueur de 1,1 *m* et la partie inférieure, soit 0,8 *m*, est recouverte de toile métallique à tissu grossier (1 fil par 3,7 *mm*); les cylindres nettoyeurs ou cribleurs font 40 tours par minute et absorbent chacun 1/4 de chev. vap. pour nettoyer de 8 à 10 *hl* de colza par heure. Lorsque les graines sont très sales, on donne au cylindre une pente de 40 *mm* par mètre et une vitesse double de celle précitée. Au sortir du nettoyage, les graines passent par les cylindres comprimeurs, concasseurs ou froisseurs.

3. *Cylindres comprimeurs.* — Ils ont ordinairement 315 *mm* de diamètre et une longueur de 315 à 785 *mm*. L'un des cylindres est à axe fixe et fait 60 révolutions par minute, tandis que l'autre est pressé contre le cylindre à axe fixe qui lui donne au moyen d'engrenages une vitesse de 40 tours seulement par minute. Pour chaque 100 *kg* de graines de colza ou de navette écrasées par heure, le travail absorbé est de 0,6 à 0,7 chev. vap., et la longueur des cylindres froisseurs, de 200 à 300 *mm*. La pression entre les cylindres doit comporter de 200 à 250 *kg* pour chaque 100 *mm* de longueur des cylindres. Pour les graines de lin, cette pression doit être augmentée de moitié et la quantité introduite entre les cylindres doit subir une diminution de moitié. Dans les derniers temps, on donne aux cylindres comprimeurs des diamètres différents; pour écraser les graines on prend des diamètres respectifs de 1,25 et 0,3 *m* et une longueur de 370 à 420 *mm*. Le cylindre le plus grand fait 56 tours par minute et entraîne le plus petit par friction. L'arrivée des graines se fait par un auget et par l'intermédiaire d'un cylindre d'alimentation qui reçoit son mouvement du grand cylindre. Des râcloirs maintiennent propres les cylindres. Le rendement comporte 5,8 *hl* de graines en 11 heures, ce qui correspond au rendement ou débit de deux presses hydrauliques.

4. *Broyeurs à meules verticales.* — Les voûtes des caves portant les meules à huile doivent être des voûtes à arêtes d'au moins 520 *mm* d'épaisseur. Les meules roulantes et dormantes doivent être en ma-

*) Semé en automne.

tière à grain dur et fin ; on ne les fait en grès que lorsqu'il y a manque absolu d'autres matériaux. Le diamètre de la meule dormante ou de l'auge de roulage doit être 80 *mm* plus grand que celui du plus grand cercle décrit par les meules roulantes ; l'épaisseur de celles-ci ne doit descendre au-dessous de 315 *mm*. Les dimensions les plus employées pour meules roulantes sont : diamètre de 1,7 à 1,9 *m*, et épaisseur 420 *mm*. La surface de roulement doit être au moins à 470 *mm* au dessus du sol. L'anneau d'entourage en bois a au moins 210 *mm* de large et 45 *mm* d'épaisseur et a un rebord en bois ou en tôle. Les tiroirs de vidange ont de 420 à 470 *mm* de large. La hauteur du rebord du cercle d'entourage mesure 2 1/2 fois l'épaisseur de la couche des graines à broyer.

L'arbre vertical de commande des meules pouvant mesurer jusqu'à 2,500 *m* de long peut être en chêne ou en fonte. L'axe des meules traverse le plus souvent l'axe vertical. Dans le cas où l'arbre est en chêne, on lui donne une section carrée de 370 à 420 *mm* de côté, lorsque l'axe des meules le traverse, et 314 à 340 *mm* de côté lorsque l'axe ne le traverse pas. Dans le cas où l'on fait l'arbre vertical en fonte, on lui donne (pour une longueur de 2,5 *m*) une section carrée de 157 *mm* de côté en ayant soin de renforcer l'endroit où l'essieu des meules le traverse. L'essieu des meules a un diamètre de

	60	80	100 *mm* pour
un poids de meule de	1500	2500	3500 *kg*.

Le rendement en 12 heures de travail d'un broyeur dont les meules mesurent 470 *mm* de large est donné dans le cas d'un pressage simple de graines de lin par le tableau suivant :

Meules de	1,6 *m*	de diamètre, pour	8 à 10	tours par min.,	264 *kg*.
»	1,7 *m*	»	8 à 10	»	» 320 *kg*.
»	1,9 *m*	»	7 à 8	»	» 376 *kg*.
»	2 *m*	»	7 à 8	»	» 440 *kg*.
»	2,2 *m*	»	6 à 7	»	» 512 à 528 *kg*.
»	2,4 *m*	»	6 à 7	»	» 592 à 616 *kg*.
»	2,5 *m*	»	5 à 6	»	» 704 à 800 *kg*.

Pour le colza, on peut compter sur un rendement 1 1/2 fois plus grand ; les meules de 1,7 à 1,9 *m* de diamètre absorbent environ 3 chev.-vap., ou bien, il faut, pour pouvoir broyer par heure 100 *kg* de colza, une puissance de 2,75 chev. vap.
et pour 100 *kg* de graines de lin 4,125 —

5. *Chauffoirs*. Les chauffoirs à vapeur reçoivent leur température soit au moyen de vapeur fraîche, soit au moyen de la vapeur d'échappement d'une machine à haute pression. La température moyenne de la masse des graines ne doit pas dépasser d'une façon notable 75° C. Il faut, avant la première pression, 0,13 *kg* de vapeur à 110° pour le chauffage de 1 *kg* de colza broyé ; lors de la deuxième pression, il suffit de 0,09 *kg* de vapeur à la même température pour produire le

même résultat. Le chauffage de première pression dure environ 1,5 fois le temps nécessaire pour celui de seconde pression. Il faut 82 cm^2 de surface de chauffe pour chaque *kg* de graines broyées devant subir deux chauffages à l'heure. Les chauffoirs dans lesquels on place les graines broyées avant et après le premier broyage doivent être tels qu'ils puissent suffire au débit d'une presse. Les appareils employés pour chauffer les graines sont en fonte ou en tôle de 2 *mm* d'épaisseur et peuvent traiter 0,27 *hl* de graine lorsqu'ils ont un diamètre de 1,1 *m* et une hauteur de 160 *mm*. La hauteur de la couche à traiter est d'environ 50 *mm*. Le fond de l'appareil ou bassine est relié avec l'enveloppe de vapeur par des entretoises. L'agitateur se compose de couteaux obliques en fer ou en cuivre; deux couteaux absorbent pour 30 tours par minute une force de $^1/_{10}$ à $^1/_8$ chev. vap. Lorsqu'on veut faire la vidange de l'appareil, l'agitateur et son axe doivent pouvoir être enlevés. Dans les chauffoirs à feu nu, chaque chauffoir a son foyer et ne peut traiter à la fois que la quantité de graines correspondant à un tourteau de 4 à 5 *kg*.

6. *Presses*. Les tourteaux, après la première pression, sont ordinairement ronds (et ont 40 à 50 *mm* d'épaisseur); après la deuxième pression, ils ont la forme d'un trapèze d'environ 290 à 370 *mm* de haut; les côtés parallèles mesurent respectivement 145 *mm* et 160 *mm*.; l'épaisseur du gâteau est alors de 13 à 20 *mm*. Les sacs remplis des graines venant d'être soumises au chauffage sont disposés chacun sur une étreindelle de crin doublée de cuir, ou bien entre deux tôles de 2 à 3 *mm* d'épaisseur réunies entre elles au moyen d'une charnière en cuir; les différents paquets ainsi formés sont séparés par une tôle de fer de 16 à 20 *mm*.

a) *Presses à coins*. Le travail utile est environ égal au 0,75 du travail absolu. Une presse à coins simple avec pilon à section carrée de 5 *m* de long et 210 *mm* de côté, une course maxima de 575 *mm* et 15 coups par minute fait descendre un coin en 6 minutes pour des tourteaux de 4,5 *kg*. Journellement, une telle presse peut livrer 600 *kg* de tourteau.

b) *Presses hydrauliques*. La pression totale dans les presses hydrauliques de 260 *mm* de diamètre de piston comporte dans le cas de cylindres en fonte 160000 *kg* et (d'après *G. Schmidt*) 400000 *kg* dans le cas de cylindres en métal à canon; la course comporte 315 *mm*. Le piston est en général creux et a 65 *mm* d'épaisseur de fonte; le cylindre de la presse a des parois de 130 à 160 *mm* d'épaisseur. Chaque charge d'une telle presse comporte environ 0,27 *hl* de graine. La pompe fait de 20 à 40 courses par minute et pour 20 *mm* de diamètre: elle absorbe environ 3 chev. vap. Le temps total d'une pression dure dix minutes, à savoir : 5 $^1/_2$ à 6 minutes pour presser, 2 minutes pour sortir le piston et deux minutes pour charger la presse et la décharger; de telle sorte qu'avec une telle presse, on peut comprimer par heure 1,65 *hl* de graine.

Dans les temps modernes, on emploie presque exclusivement les presses hydrauliques doubles de *Bandell*. Chaque machine consiste en deux presses spéciales qui sont activées par deux pompes, dont l'une a 65 *mm* de diamètre et engendre une pression de 54 *kg* par cm^2 et l'autre 26 *mm* de diamètre et produit une pression de 405 *kg* par cm^2. Chaque pompe fait 36 courses de 130 *mm* par minute et est reliée à une presse. Chaque presse contient quatre chambres de pression dans chacune desquelles se trouve le récipient des étreindelles chargées; chaque pression durant 10 minutes livre 30 *kg* de tourteau et 700 *kg* d'huile. Les pompes et les presses sont quelquefois alimentées avec une huile non siccative.

C. MOULINS A TAN

Une machine à hacher l'écorce de chêne se compose d'un tambour d'environ 370 *mm* de diamètre avec 4 couteaux en forme de spirale tournant avec une vitesse de 120 à 125 tours par minute. L'écorce est présentée au tambour coupeur suivant une largeur de 260 *mm* et une épaisseur de 50 *mm*, par deux cylindres comprimeurs. Un moulin à tan avec meule courante de 1,13 de diamètre et 365 *mm* de haut possède un œillard à section circulaire de 420 *mm* de diamètre à la partie supérieure, de 315 *mm* à une profondeur de 235 *mm*, et de 390 *mm* de diamètre dans le plan broyant. Un tel moulin peut livrer par cheval et par heure 62,5 kilog. de tan pulvérisé en supposant que les fragments d'écorce introduits dans l'œillard avaient de 50 à 80 *mm* de long. Le travail dépensé est d'environ 4 chevaux-vapeur. Entre la meule et son enveloppe, il est bon de laisser un espace annulaire de 150 *mm* de large. Une meule de 1,4 *m* de diamètre comporte 64 arêtes coupantes de 33 *mm* de profondeur sur le cercle d'œillard de la meule courante et 7 *mm* seulement à la circonférenee extérieure de la même meule. Il est bon d'employer pour amener l'écorce à moudre d'une façon uniforme, deux cylindres à cannelures de 225 *mm* de diamètre et de 420 *mm* de long.

Les machines avec meule courante en fonte et en forme de cloche (système des moulins à café), ayant un diamètre inférieur de 750 *mm* et une hauteur de 350 *mm*, pulvérisent 321 *kg* d'écorce hachée en faisant 28 à 30 tours par minute et en absorbant 3 à 4 chevaux-vapeur à l'heure.

D. MOULINS A TRASS ET A PLATRE

Deux meules verticales roulant sur une sole et ayant 1,46 *m* de diamètre et 290 *mm* d'épaisseur, faisant 13 tours par minute, pulvérisent par heure 3,3 à 4,4 hectol. à 91 kilog., en absorbant en travail de 5 à 6 chevaux-vapeur. Le même moulin livre en une heure

de 200 à 250 kilog. de gypse d'engrais qui, pour être réduit entièrement en poudre, doit être soumis à l'action d'une meule spéciale tournant dans un plan horizontal.

E. MOULINS A OS

Pour le concassage des os frais ou verts, on emploie deux cylindres dentés qui sont formés de disques alternativement dentés et lisses, calés sur des arbres de 100 *mm* de diamètre; les disques dentés ont 300 *mm* de diamètre et 22 *mm* d'épaisseur, tandis que les disques lisses ont 250 *mm* de diamètre sur 24 *mm* d'épaisseur; ces disques s'engagent les uns dans les autres d'une certaine quantité dépendant de la grosseur et de la dureté des os. Le plus souvent, un cylindre est formé de 9 et l'autre de 10 disques. Au dessous de cette paire de cylindres, il est bon d'en disposer une seconde paire dont le nombre de disques est de 14 et 15, pour avoir un concassage plus parfait.

Le travail de broyage ou de concassage des os est facilité si on les soumet à l'action de la vapeur et si on les sèche convenablement. On les place à cet effet dans des cylindres à double fond ayant 1 *m* de diamètre sur 2 *m* de haut, et dans lesquels existe une pression de 2 à 3 atmosphères. Le tuyau d'arrivée de vapeur débouche entre les deux fonds. L'action de la vapeur doit durer plusieurs heures. Le séchage des os s'effectue sur des fours.

Avant d'être moulus entre des meules horizontales, les os doivent être réduits en petits fragments; on obtient ce résultat au moyen de cylindres de 250 *mm* de diamètre à cannelures grossières dont l'un est mobile, ou bien on obtient le concassage au moyen de pilons. L'engrènement dans ces meules se fait à l'aide d'un auget. Le travail dépensé est d'environ 8 chevaux-vapeur.

II. INDUSTRIE TEXTILE

A. INDUSTRIE LINIÈRE

Le rendement de 1 *ha* est de 2 300 à 5 000 *kg* de tiges sèches débarrassées des graines. On peut compter de 5 200 à 9 200 tiges par *kg*. Sèches, ces tiges contiennent 73 à 80 0/0 de matière ligneuse et 20 à 27 0/0 de filasse ; celle-ci contient 58 0/0 de fil pur.

a. Rouissage.

1. *Rouissage à l'eau.* On expose le lin en bottes ou paquets de 120 à 150 *mm* de diamètre à l'extrémité où se trouvent les racines, à l'action d'une eau soit courante soit stagnante. La durée de l'action doit être de 5 à 14 jours. La perte en poids des tiges fraîches est 70 à 80 %, celle des tiges sèches comporte de 25 à 35 %.

2. Le *rouissage à la méthode mixte* est une combinaison du rouissage à la rosée ou sur terre et du rouissage à l'eau. Avant que les tiges entrent en putréfaction, on les retire de l'eau et on les étend à l'air pendant 1 à 3 semaines.

3. *Rouissage à l'eau chaude.* — Les cuves de rouissage ont 3,8 *m* de long, 3 *m* de large et 1,5 *m* de haut. La distance entre le fond inférieur et le fond percé est de 100 *mm*. Entre ces deux fonds se trouve un tuyau à vapeur de 30 *mm* de diamètre et à 400 *mm* des parois de la cuve.

Le diamètre du tuyau amenant l'eau froide est de 80 *mm*. Pour une température de 25° C, le rouissage dure de 80 à 96 heures. Perte en poids des tiges = 20 à 25 %.

Le séchage s'effectue soit à l'air atmosphérique, soit dans des fours à cuire (le pain), où toutefois la température ne doit pas dépasser 50° C. Le temps du séchage dure de 8 à 12 heures.

b. Macquage ou broyage, teillage et peignage.

1. α) *Machine à broyer ou broie mécanique.* — Une telle machine se compose de 5 paires de cylindres cannelés en fonte et faisant respect. 23,75 ; 22,5 ; 21,25 ; 20 ; 17,5 tours par minute. Les cylindres de la première paire ont 14 cannelures, ceux de la seconde 18 et les autres 25. Le diamètre de chacun des cylindres est de 180 *mm* ; sa longueur 600 *mm* ; la distance entre deux paires comporte 210 *mm* ; le travail dépensé est de 1,5 chev. vap. et le service de la machine nécessite 3 à 4 enfants. On broye de 1500 à 2000 *kg* de tiges par chaque 10 à 12 heures de travail.

β) *Machine à broyer, « brevet Guild. »* Elle se compose de 2 paires de cylindres cannelés ayant chacun 100 *mm* de diamètre. Chaque cylindre a 18 cannelures de 10 *mm* de haut. La vitesse normale de l'arbre de commande est de 125 tours par minute. Il est nécessaire d'avoir 3 personnes pour le service de la machine. Le rendement comporte de 600 à 700 *kg* pour 10 à 12 heures de travail. Travail dépensé = 0,75 chev. vap.

2. *Machine à espader ou à teiller.* — L'arbre horizontal en fonte a de 4 à 8 bras étoilés ayant chacun de 6 à 8 lames ou espades. Les arêtes saillantes des espades se trouvent à 0,63 *m* de l'axe de l'arbre et de

15 à 20 *mm* de la paroi devant laquelle et contre laquelle elles travaillent. La longueur totale d'une espade ou la largeur de travail est de 0,926 à 1,125 *m*. Le nombre normal de tours par minute est de 90 à 140, ce qui correspond à 720-840 coups d'espade par minute. Le service de la machine comprend de 4 à 6 personnes.

Le rendement par machine et par heure varie de 35 à 44 *kg* et la dépense en travail est de 0,45 chev. vap.

3. *Peigneuse ou machine à peigner.* — Le nombre de tours normal de l'arbre de commande d'une peigneuse simple est de 160, et celui d'une machine à peigner double, de 100 par minute. Largeur de travail = 1,97 à 2,60 *m* ; course des pinces maintenant le lin = 0,21 à 0,35 *m* ; vitesse des barrettes à peignes = 0,52 à 1,05 *m* par seconde. Une machine à peigner *simple* travaille environ 45 *kg* de lin espadé par heure et ces 45 *kg* donnent 24 *kg* de lin en longs brins, 15 *kg* d'étoupes et 6 *kg* de déchet. Le travail dépensé par une peigneuse double est égal à 0,48 chev. vap.

Le peignage à la machine revenant bien meilleur marché et livrant des qualités tout aussi bonnes que le peignage à la main, il est facile de comprendre que celui-ci doit être peu à peu abandonné

c. Filage du lin.

Ce sont les mêmes machines qui servent à manufacturer le lin à longs brins et celui à brins courts ; mais ces machines diffèrent entre elles suivant le numéro de titrage qu'elles doivent livrer. On ne coupe plus le lin.

1. *Étaleur* ou *table à étaler*, à 4 rubans de 140 *mm* de large. L'arbre de commande (qui est celui du laminoir d'étirage) fait de 125 à 160 tours par minute. Les cylindres d'arrière constituant les laminoirs de retenue ont de 102 à 114 *mm* de diamètre et font 5 a 6 tours par minute.

L'étalage du lin comporte un développement égal de 25 à 40 fois la longueur primitive. La distance entre le cylindre fournisseur (derrière la machine) et le cylindre étireur (devant la machine) dépend de la longueur des brins et doit pouvoir varier ; la distance normale entre ces 2 cylindres est de 0,76 à 0,82 *m*. Les pots de réception (en zinc ou en fer blanc) ont 785 *mm* de haut et 260 *mm* de diamètre. Le nombre total des barrettes en fer est de 53, dont 32 travaillantes ; les pointes ou aiguilles formant les gills ont 46 *mm* de long ; le numéro de l'aiguille est 16 (numérotage anglais) ; les pointes sur chaque barrette sont en double rangée et sont au nombre de 64 ; largeur des barrettes, 105 à 118 *mm* ; la pression sur le cylindre (en bois d'aune) du laminoir d'étirage comporte, pour un diamètre de 290 *mm*, 1 *kg* par *mm* de largeur. Travail dépensé, 0,84 chev.-vap.

2. *Premier étirage* de 2 à 3 têtes de 4 à 8 rubans par tête. L'arbre

moteur fait de 140 à 150 tours par minute. Distance entre les deux laminoirs étireurs, 680 à 715 *mm*. Des 53 à 60 barrettes que comporte la machine, 38 à 43 travaillent.

Cylindre d'arrière et de retenue : diamètre, 51 à 63 *mm* pour 4,5 à 7,5 tours par minute. Cylindre d'avant ou d'étirage : diamètre 75 à 77 *mm* pour 70 à 82 tours par minute. L'étirage est de 12 à 20 fois la longueur primitive. Diamètre des vis sans fin à filet carré, 45 *mm*. Pas des vis supérieures, 16 *mm* ; des inférieures, 30 *mm*. Longueur des aiguilles, 33 *mm* ; numéro de l'aiguille, 20 (angl.) ; nombre des aiguilles par barrette, 60, disposées en deux rangées ; largeur de la barrette, 92 *mm*. Dépense en travail, 1,2 chev.-vap.

3. *Second étirage* à 3 têtes, de 6 à 8 rubans par tête. Nombre de tours de l'arbre moteur, 150 à 155 par minute. Distance entre laminoirs, 610 à 670 *mm*. Nombre des barrettes, 48 à 60, dont 34 à 42 travaillantes. Cylindre d'arrière : diamètre 50 à 63,5 *mm* pour 6.5 à 7 tours par minute. Cylindre d'avant : diamètre 63 à 76 *mm* pour 75 à 88 tours par minute. Étirage, 12 à 20 fois la longueur primitive. Longueur des aiguilles, 30 *mm*, numéro 21 (angl.); nombre des aiguilles par barrette, 54 en deux rangées; largeur de la barrette, 80 *mm*. Dépense en travail, 1,1 chev.-vap.

4. *Belly ou machine à filer en gros ou en doux* avec 3 à 4 tables de 10 à 12 rubans et 36 à 72 broches. L'arbre moteur fait de 180 à 200 tours par minute. *Cylindre d'arrière :* diamètre, 45 à 50 *mm* pour 8,4 à 13,2 par minute. *Cylindre d'avant* : diamètre, 50 à 57 *mm* pour 104 à 109 tours par minute. Nombre de tours des broches : 540 à 590. Distance entre laminoirs d'étirage, 550 à 575 *mm*. Nombre de barrettes, 55 à 60, dont 39 à 44 travaillantes. L'étirage comporte de 12 à 20 fois la longueur primitive. Le nombre de spires de torsion pour 26 *mm* de longueur du fil varie de 1,5 à 0,5 (suivant la grosseur du fil). Longueur des pointes ou aiguilles des gills, 20 *mm* ; numéro de ces aiguilles, 22 (angl.); leur nombre par barrette est de 38; elles sont disposées en deux rangées; largeur des barrettes, 33 *mm*. Travail dépensé, 2 chev.-vap.

5. *Métiers à filer en fin pour fil à titrage moyen.* Nombre des broches, 152 à 244. Hauteur des bobines, 63,5 à 70 *mm*. Diamètre du peson, 33 *mm*. Nombre de tours par minute de l'arbre moteur, 270 à 320; celui des broches varie de 2000 à 3000 par minute. Nombre de tours par minute des cylindres cannelés d'étirage, 20 pour 65 *mm* de diamètre. Nombre de tours des cylindres de retenue, 4 $^1/_4$ pour 40 *mm* de diamètre. Nombre des cannelures pour 26 *mm* de diamètre, 24 à 32. Travail absorbé, 2,75 chev. vap. Le nombre de spires de torsion du fil pour chaque *cm* de longueur est donné par l'expression

$$0{,}84\sqrt{\text{N° du fil.}}$$

Avec des roues de rechange, on peut obtenir 18 numéros de fil différents, de telle sorte que l'étirage minimum corresponde au

numéro de titrage 5 $^{1}/_{4}$ et l'étirage maximum à 9 $^{1}/_{2}$. L'eau des auges dans les métiers à eau chaude est maintenue à une température constante de 60 à 75° C par le moyen de petits tuyaux à vapeur.

d. Filage des étoupes.

1. CARDES EN GROS OU BRISEURS

Dénomination.	Nombre de tours par minute.	Diamètre en *m.*
Tambours	120 — 170	0,80 — 1,52
Cylindres alimentaires	1,13 — 4,60	0,114 — 0,075
Débourreurs ou dépouilleurs . . .	190 — 232	0,203
Travailleurs	2,45 — 4,25	0,178 — 0,216
Tambours peigneurs ou de décharge	4,33 — 7,89	0,279 — 0,305
Cylindres débiteurs	22 — 34	0,100 — 0,108

Dans une carde pour numéros de fil moyens, il existe 16 cylindres dont : 3 déchargeurs, 5 travailleurs, 5 débiteurs, 2 cylindres nourriciers ou d'alimentation, et 1 réunisseur d'alimentation. Les déchargeurs ont chacun trois issues. Tous les cylindres ont une longueur de 1,8 à 1,83 *m.* Débit ou rendement par heure, 45 à 70 *kg.* Travail absorbé, 2,57 chev.-vap.

2. *Finisseurs ou cardes en fin.* Ces machines ont des garnitures plus fines que les cardes en gros et transforment le ruban large en un ruban plus étroit. Travail dépensé, 1,92 chev.-vap. Les autres données sont les mêmes que celles des cardes en gros.

3. *Premier étirage* à 2 ou 3 têtes de 4 à 6 rubans. L'arbre de commande fait 120 à 190 tours par minute. Largeur d'introduction 54 à 76 *mm*. *Laminoirs d'étirage, cylindres d'arrière*, diamètre 38 à 51 *mm* pour 14 à 20 tours par minute. *Cylindres d'avant* : diamètre, 50 à 60 *mm* pour 68 à 106 tours par minute. Distance entre laminoirs d'étirage, 0,256 à 0,270 *mm*. Rendement par heure et par débiteur, 650 a 1040 *m* de ruban. L'étirage est de 7 à 12 fois la longueur primitive. Nombre des barrettes travaillantes, 17; nombre total, 28; distance des cylindres étireurs aux tambours briseurs, 250 *mm*. Diamètre des vis sans fin, 40 *mm*. Pas des vis supérieures, 16 *mm*; des inférieures, 33 *mm*. Numéros des aiguilles des gills, 19 (angl.); longueur des dites aiguilles, 30 *mm*. Nombre d'aiguilles par barrette, 76, disposées en deux rangées; largeur d'une barrette, 90 *mm*. Travail dépensé, 0,96 chev.-vap.

4. *Second étirage* à 3 têtes, à 6 rubans par tête. Cette machine à étirer est construite exactement comme la précédente: le seul point qui en diffère c'est que les aiguilles des gills sont du numéro 20 (angl.).

et ont une longueur de 26 *mm.* Largeur des barrettes, 80 *mm.* Travail dépensé, 0,75 chev.-vap.

5. Le *métier en gros ou en doux* est semblable à celui pour le lin ; la distance entre les cylindres d'étirage et les tambours briseurs ou délivreurs est de 235 *mm.* Ce métier a 4 têtes de 12 rubans et 48 broches faisant 312 tours par minute. L'étirage comporte de 7 à 12 fois la longueur primitive.

6. Les *machines à filer en fin* sont les mêmes que dans la filature du lin. Travail dépensé : 2,4 chevaux vapeur.

7. α. En moyenne, dans 100 *kg* de lin acheté, 40 *kg* sont des fils de lin et 57,5 *kg* des étoupes pouvant être filées. Le lin peigné perd encore par les machines préparatoires 5 à 8 %, les étoupes de 10 à 17 %. Pour ce qui concerne les frais généraux, il paraît être convenable de ne pas installer de filatures de moins de 2 000 broches; chacune de ces broches, lorsqu'on file du n° 20 au n° 100 *), donne de 100 à 125 *kg* de fil en douze heures de travail. Une broche de filage en gros et de titrage moyen alimente environ 16 broches de métiers en fin.

Chaque système comprend :

pour le lin : 1 étaleur à 4 rubans,
1 premier étireur à 3 têtes de 6 rubans,
1 deuxième étireur à 3 têtes de 8 rubans,
1 Belly **) à 72 broches,
4 métiers en fin de 200 broches = 976 broches ;

pour étoupes : 1 carde en gros et 1 en fin avec pot d'étirage,
1 premier étireur ***) à 3 têtes de 6 rubans,
1 deuxième étireur à 3 têtes de 8 rubans.
1 métier en gros à 72 broches.
4 métiers en fin de 200 broches = 800 broches.

β. La *dépense en travail* peut en général être comptée à raison de 1 cheval-vapeur pour 80 à 100 broches et organes s'y rapportant.

Il est à remarquer que les machines à vapeur, donnant le mouvement aux filatures, doivent être des moteurs à *marche très régulière;* il est bon pour cela de faire usage de machines à vapeur à deux cylindres, et de disposer la machine et les transmissions de manière que tout choc disparaisse (paliers avec coussinets à sommiers élastiques, etc.) ****)

γ. Le *coût d'installation* varie entre 125 à 160 francs par broche en fin.

δ. Pour ce qui concerne la superficie nécessitée pour l'installation des machines, y compris les machines préparatoires et leur service

*) Titrage anglais.
**) Métier en gros.
***) Machine à étirer pour le premier étirage.
****) Voir page 462.

on peut compter 0,5 m^2 par broche en fin; pour les magasins 0,1 m^2.

ε. *Dévidage.* (Dévidoirs en emploi dans les filatures silésiennes) :

1 Faden (fil ou tour du dévidoir) . . .	=	2 ½ yards *)
120 Faden = 1 Gebind (ang. *lea*) (échevette).	=	300 »
10 Gebind = 1 Strähn (écheveau)	=	3000 »
4 Strähn = 1 Stück	=	12000 »
60 Stück = 1 Schock = 2 pack (ang) . .	=	720000 yards.

ζ. *Numérotage ou titrage.* Le numéro de titrage est donné directement par le nombre d'échevettes (all. *Gebinde*, angl. *leas*) de 300 yards contenues dans une livre anglaise.

Souvent en France on désigne le lin par le nombre de mètres au *kg*. Ainsi au lieu de dire n° 40 anglais, on dira volontiers 24 000 mètres au *kg*. Pour faire cette transformation, il suffit de multiplier le n° anglais par 600 (ou plus exactement par 605).

e. Blanchiment des toiles.

1. *Appareil à dégorger à 4 pilons* avec deux auges ayant 0,3 *m* de haut, 0,4 de large et une longueur de 1,7 *m*. Les pilons sont soulevés de 20 à 25 fois par minute. L'arbre à cames est en bois et a 240 *mm* de diamètre.

2. La *roue à laver* pour tissu léger et linge ouvré, fait de 20 à 25 tours par minute pour un diamètre de 2 *m*; sa largeur comporte 0,6 à 0,75 *m*; elle est divisée en 4 compartiments; sur la face postérieure de la roue se trouvent 4 ouvertures circulaires de 300 à 370 *mm* de diamètre correspondant aux 4 compartiments. Les parois de division sont pourvues de fentes de 24 à 36 *mm* de large. Travail dépensé 1,5 à 2 chevaux-vapeur.

3. *Batte ou battoir* (Rubbingboards). L'arbre à manivelles mettant en mouvement 3 ou 4 foulons, fait de 70 à 75 tours par minute. Avancement du levier denté, en bois, 155 *mm*. La toile avance environ de 0,6 *m* par minute.

4. Les *chaudières à vapeur de lessivage ou de coulage* sont ordinairement au nombre de 4. Une lessive se compose de 195 *kg* de soude calcinée dissoute dans l'eau avec addition de 30 % de chaux. Habituellement il faut de 6 à 7 lessives. Le temps de durée de la première lessive est de 1 ½ heure lorsqu'elle est à ¾° B., la seconde dure 2 heures pour 1° B., la troisième 2 ¼ heures pour 1 ½° B, la quatrième 2 ½ heures par 1 ¾° B., la cinquième 3 heures pour 1 ½° B., la sixième 2 heures pour 1 ¼° B.

5. Le *bain dans l'acide sulfurique* étendu se fait dans des réservoirs en sapin de 1,9 *m* de long, 1,9 *m* de large et 1,6 *m* de haut. Le bain doit avoir une densité de 1,007 à 1,01.

*) 1 yard = 0,9144.

6. Le *cuvier de blanchiment* (sapin) a 2,2 *m* de diamètre et une profondeur de 1,8 *m*. Durée du bain 6 à 8 heures. — Après chaque lavage les toiles doivent rester étendues de 2 à 3 jours à la blanchisserie. On compte 4,4 *kg* de soude calcinée par 100 *m* de toile. La perte en poids de toile produite par les opérations du blanchiment est en moyenne de 30 0/0.

f. Apprêts.

1. *Empois.* Pour 100 pièces de toile, on compte en moyenne 6 *kg* d'empois.

2. *Calandres à choc ou à pilons* (*Beetling mills*). Les cylindres en hêtre ont 3,2 *m* de long et 0,45 *m* de diamètre. Nombre des pilons à section carrée de 100 *mm* de côté et 1,5 à 1,65 *m* de haut = 30; poids des dits pilons, 11 à 12 *kg*. Par tour de l'arbre à cames tous les pilons sont enlevés deux fois à une hauteur de 230 à 250 *mm*. L'arbre à cames fait 25 tours par minute; les cylindres en font 1 par 150 tours de l'arbre à cames et ils font un mouvement de va-et-vient par 12,5 tours du même arbre. Travail absorbé, 1,5 cheval-vapeur.

3. *Calandres pour donner l'apprêt.* Diamètre des cylindres (en érable) sur lesquels la toile s'enroule : 150 *mm*. Les deux plaques ou flasques en érable entre lesquelles les cylindres tournent, ont de 6 à 9 *m* de long, 1,2 *m* de large et de 80 à 100 *mm* d'épaisseur. Le poids de la plaque mobile supérieure, y compris les caisses à poids qui y reposent, comporte de 10 à 15 *t*. Travail dépensé : 0,5 cheval-vapeur; elles débitent dans le même temps le double des calandres à choc.

La durée du blanchiment complet et de l'apprêt comporte en moyenne 6 semaines. Un blanchiment de 8 à 10 000 pièces par an demande une force de 30 chevaux-vapeur.

B. INDUSTRIE COTONNIÈRE

a. Machines préparatoires.

Machine à égrener (de *Mac Carthy*, construction *Platt Brothers et C^e^*) pour séparer la graine et les corps étrangers les plus grossiers. Nombre de tours de l'arbre à manivelles : 450 par minute; par couteau 2 manivelles (arbre coudé). Nombre de tours du cylindre entouré de cuir : 140 par minute; diamètre du dit cylindre y compris son enveloppe en cuir : 160 *mm*. Rendement par heure : environ 25 *kg*.

Le mode de travail de la machine est le suivant : Le coton, après avoir été un peu ouvert à la main est étalé uniformément sur une table dont les barreaux qui la constituent sont perpendiculaires aux couteaux. La table est constamment débar-

rassée par deux couteaux travaillant rapidement l'un devant l'autre, lesquels, en compagnie d'un troisième couteau fortement pressé contre le rouleau à cuir, débarrassent le coton des graines et impuretés en l'étendant un peu. Les graines et les corps étrangers tombent, tandis que le bon coton est entraîné par le rouleau-cuir en passant sous le couteau. Un couteau en bois disposé en avant du rouleau-cuir débarrasse celui-ci du coton qui tombe à terre. Travail absorbé 0,3 cheval vapeur.

Pour ce qui a rapport au rendement, au travail dépensé et au nombre de tours des différentes broches, il est à remarquer que l'on ne peut donner que les valeurs extrêmes, car les valeurs exactes dépendent de la qualité du coton, de sa finesse et de celle du fil à fabriquer. Le rendement en poids des différentes machines est d'autant plus faible que le fil à livrer est plus fin.

b. Filage du coton.

Largeur d'alimentation des machines préparatoires proprement dites : 956 *mm*.

1. *Ouvreuses* (système *Taylor, Lang et C°*), 2 constructions :

α. La première comprend un grand tambour de 1 *m* de diamètre, hérissé de pointes disposées sur 8 barrettes en fonte malléable chevauchées sur le manteau du tambour. L'entrée et la sortie du coton s'effectuent du même côté. L'entrée a lieu par l'intermédiaire de 2 cylindres de pression, à cannelures pénétrant les unes dans les autres. La sortie se fait sur une table oblique formée de bandes de toile: dans la direction de la table agit le courant d'un ventilateur entraînant le coton. Nombre de tours du ventilateur : 1500 à 2000 par minute. Diamètre extérieur des ailes : 460 *mm* ; largeur 190 *mm*. Nombre de tours du tambour à pointes : 400 à 500 par minute. Le débit dépend des passages. Force absorbée : 3,4 chevaux-vapeur.

β. La seconde construction comprend 2 tambours à pointe, 4 barrettes également chevauchées et une paire de tambours sasseurs. L'entrée et la sortie se font sur les côtés opposés. Dans beaucoup de cas où le local le permet, on laisse tomber le coton sur la toile à bandes d'alimentation de la machine à battre (batteuse).

2. *Batteuses* à un frappeur. Le frappeur consiste en un arbre en acier et ordinairement 2 barres ou ailes de frappage, quelquefois 3. Ces barres sont solidement rivées; nombre de tours du frappeur, 1500 par minute. Largeur intérieure du châssis, 1 *m*. Cylindres nourriciers à pression, 65 *mm* de diamètre. 1 paire de tambours sasseurs ou cribleurs. Entrée et sortie sur les côtés opposés. Celle-ci se fait au moyen de l'appareil d'enroulement qui donne au coton la forme de ouate et qui l'enroule autour d'un tambour en bois; le coton va ensuite à la machine à carder. Le rapport des vitesses des cylindres d'entrée et de sortie est de 2 à 2,5. Distance entre les bandes de toile, 5 *mm*; entre les cylindres et les ailes batteuses, 3 *mm* ; la batteuse comprend 1 ventilateur avec courant dans le sens de la marche du coton faisant 1500 tours par minute.

Le travail de la batteuse est le suivant : Le coton étalé sur la toile à lattes ou bande arrive d'abord aux cylindres comprimeurs, dont il est détaillé par le frappeur, qui le projette contre les tambours cribleurs. Le ventilateur enlève de ceux-ci la poussière, les cosses et nettoie en même temps tout l'espace sous les batteurs. Après les tambours cribleurs, le coton passe dans les cylindres de sortie ou d'avant qui l'abandonnent à l'appareil enrouleur.

Dans les ouvreuses et les batteuses, on a souvent dans les premières quatre tambours à pointes et dans les secondes deux frappeurs. Pour chaque paire de tambours à pointes, il faut un ventilateur; il faut aussi un ventilateur pour chaque bras batteur. Quelquefois on combine les ouvreuses et les batteuses et on en forme une seule machine. Alors on a trois tambours à pointes, deux paires de tambours cribleurs, un bras batteur avec appareil d'enroulement et deux ventilateurs.

3. *Epurateurs.* Ils ne sont plus guère employés que dans la fabrication de la ouate, et alors on les combine habituellement à des lisseuses.

Nombre de tours par minute :

des cylindres dérouleurs	0,1	pour	180 *mm*	de diamètre.	
des cylindres introducteurs	0,45	»	42	»	»
des tambours	250	»	1200	»	»
des cylindres cannelés	1,8	»	46	»	»
des petits tambours	720	»	320	»	»
des tambours auxiliaires	0,35	»	210	»	»
des premiers déchargeurs	1,8	»	325	»	»
des seconds »	1,8	»	330	»	»
des troisièmes »	1,5	»	320	»	»
des premiers étireurs	8,25	»	85	»	»
des seconds »	8,5	»	85	»	»
des troisièmes »	8,5	»	85	»	»
des tambours d'enroulement	3	»	260	»	»

Vitesse de la toile à bandes, 250 *mm*. Largeur des cylindres, 0,9 *m*. L'épurateur débite par heure de 7,5 à 10 *kg*. Travail dépensé, 0,67 chevaux vapeur.

4. *Machine à carder.* C'est la machine la plus importante de la filature. Elle a pour rôle de rendre tous les fils du coton droits et parallèles, d'éliminer les petites impuretés, c'est-à-dire de livrer des rubans d'une entière propreté. On distingue les cardes à cylindres, les cardes à chapeaux et les cardes combinées à chapeaux et à cylindres.

Dans les numéros correspondant au coton fin, ces dernières cardes sont particulièrement employées.

Parmi les cylindres, nous distinguerons le *gros tambour* et le *déchargeur*. Ces deux cylindres sont nécessaires au fonctionnement de toutes les cardes. Les autres cylindres sont répartis sur le gros tambour et travaillent avec celui-ci. Deux cylindres travaillent l'un au-dessous de l'autre : le travailleur et le dépouilleur. Une troisième classe de cylindres sont les nettoyeurs qui enlèvent le coton court

et la poussière du tambour, et qui sont à leur tour débarrassés de ces impuretés par des peignes *).

Pour le nettoyage automatique du tambour on se sert des hérissons cardeurs de *Higgin* qui se trouvent au-dessous de tous les autres cylindres, c'est-à-dire qui agissent à la partie inférieure de la circonférence du gros tambour. Habituellement, il en existe 2 du même diamètre, 162 *mm.* Ils peuvent, par le moyen de cônes, être animés d'une vitesse variable, ou bien on peut quelquefois aussi les faire passer alternativement du repos au mouvement et du mouvement au repos.

Cylindres.	nombre de tours par minute.	Diamètre.
Tambour	150	1000 à 1200 *mm.*
Déchargeur	$7\,^1/_2$	500 à 600 *mm.*
Dépouilleur	450	76 *mm.*
Travailleur	6	152 »
Nettoyeur	$^1/_{120}$	152 »
Cylindre alimentaire	450	250 »
Nettoyeur ou hérisson *Higgin* :		
I. Vitesse variable	450—150	162 »
II. » »	150—450	162 »

Les diamètres indiqués supposent des cylindres sans garniture ; pour celle-ci on peut compter 10 *mm* en plus ; vitesse des peignes débourreurs, 450 coups par minute, course 25 *mm.*

La marche du coton au travers des cardes est la suivante : en quittant le cylindre à nappe du batteur-étaleur, la ouate (coton) passe au travers des cylindres de pression cannelés pour se rendre au cylindre alimentaire. Comme l'indique le tableau ci-dessus, ce cylindre est animé d'une assez grande vitesse de rotation ; il enlève le coton de la table et le livre au gros tambour. Celui-ci l'abandonne au dépouilleur cylindrique qui en est débarrassé par le travailleur. Le coton, qui par suite de la grande vitesse périphérique du tambour est arrivé hors d'atteinte de tous les cylindres, nettoyeurs, chapeaux, etc., est enlevé du tambour par le déchargeur ou dépouilleur du tambour à marche lente qui, à son tour, le porte à un peigne qui l'enlève en nappe sur toute la largeur. Cette toison, en quittant le peigne, passe par un couloir conique ou entonnoir, qui la transforme en mèche tirée par deux rouleaux d'appel qui la déposent en spirale dans un pot tournant.

L'agencement des cylindres, ainsi que celui des cylindres et chapeaux et le nombre des chapeaux sont variables. Dans les cardes à cylindres on peut avoir jusqu'à cinq paires de cylindres (dépouilleurs et travailleurs); dans les cardes à chapeaux, le nombre de ceux-ci peut atteindre 24. Le nettoyage des chapeaux étant difficile et peu commode lorsqu'on l'effectue à la main, il est fait maintenant dans la plupart des machines d'une façon tout à fait automatique. Le principe primitif sur lequel était basé le nettoyage des chapeaux consistait à faire avancer ceux-ci d'une façon lente sur une roue de guidage. Sur cette roue se trouvaient des cou-

*) Ces peignes ne doivent pas être confondus avec ceux débarrassant le déchargeur et qui n'ont qu'une très faible vitesse : six tours par minute.

lisses permettant l'enlevage des chapeaux et d'autres coulisses qui permettaient le passage de peignes débourreurs sous ces chapeaux. Un appareil perfectionné, reposant sur le même principe, est celui de *Pfaff*. Cet appareil, tout à fait automatique, peut nettoyer n'importe quel chapeau. Un disque est divisé en autant de parties qu'il y a de chapeaux; et ce disque avance d'une division ou d'un pas chaque fois qu'un chapeau est nettoyé. Les chapeaux à nettoyer sont marqués sur le disque par des renfoncements ou des échancrures. L'appareil est disposé de façon à pouvoir nettoyer les chapeaux d'après l'ordre de remplissage donné par l'expérience.

Celle-ci a montré que les chapeaux les plus près du cylindre alimentaire se remplissent plus vite que ceux qui en sont éloignés, et que l'accumulation est proportionnelle au nombre de chapeaux.

Le rendement d'une carde peut varier de 200 à 300 *kg* par semaine, suivant la finesse du fil.

Pour ce qui a rapport au garnissage ou à l'armement des différents cylindres d'une carde simple, on peut faire usage du numérotage suivant :

tambour	N° 20
déchargeur	N° 22
nettoyeur et travailleur	N° 16—18
dépouilleur	N° 20—22
cylindre alimentaire	N° 14

Les cardes du cardage *double*, cardage en gros et cardage en fin, ont les mêmes dimensions et les mêmes vitesses que celles données plus haut. Elles se distinguent simplement par un jaugeage d'armement différent (plus fort ou plus faible). Les cardes en fin, au lieu de rouleaux d'appel, sont munies de laminoirs d'étirage consistant en deux paires de cylindres chargés de poids. L'étirage que subit la mèche entre les deux laminoirs dépend de la finesse du fil. Le rendement et le travail absorbé sont les mêmes que dans les cardes simples, c'est-à-dire elles peuvent donner de 200 à 250 *kg* par semaine et dépensent 1 cheval-vapeur par carde ayant des cylindres de 1133 *mm* de long.

5. *Machine à aiguiser les cardes.* Le cylindre aiguiseur de *Horsfall* sert à l'aiguisage du tambour et du déchargeur. Ce cylindre-aiguiseur, en dehors de son mouvement de rotation (450 tours par minute pour 150 tours du gros tambour cardeur), est animé d'un mouvement alternatif dans le sens de l'axe produit par le glissement d'une demi-lune dans une rainure filetée.

Pour aiguiser les autres cylindres et les chapeaux, on se sert de la machine à aiguiser qui se compose d'un grand tambour en fonte garni d'émeri grossier tournant avec rapidité. Les cylindres sont placés sur des coussinets mobiles, de manière qu'on puisse les mettre en contact avec le tambour aiguiseur. Dans les machines à aiguiser les chapeaux, ceux-ci sont disposés de manière à pouvoir coulisser de haut en bas, et le mouvement de rotation du tambour aiguiseur est transformé en un mouvement rectiligne alternatif, dans le sens perpendiculaire à l'ancien mouvement de rotation ; le système est ainsi disposé pour permettre un contact continu entre les garnissages des chapeaux et le tambour à aiguiser.

6. *Etirage* à un nombre quelconque de têtes. Supposons que l'arbre principal fasse 100 tours, le premier cylindre cannelé fait alors 200 tours, vitesse qu'il reçoit directement de l'arbre principal ; son diamètre est de 30 *mm*.

Le second, le troisième et le quatrième cylindres cannelés ont 27 *mm* de diamètre ; les cylindres de sortie ont 60 *mm* de diamètre.

L'introduction et l'enroulement des mèches dans les pots se fait par le même mécanisme que dans les cardes. L'étirage dans le cas d'un doublage octuple, est de 9 à 12 fois la longueur primitive. Rendement par tête environ 250 *kg*, travail absorbé 0.04 à 0,05 cheval-vapeur.

Dans les numéros bas, l'étirage est de 2 à 3 fois
» » moyens, » » 4 à 5 »
» » élevés » » 4 à 8 »
la longueur primitive.

7. *Bancs à broches.* Rapport entre les diamètres des cylindres.

Pour les *bancs à broches en gros* et pour ceux *intermédiaires :*

Premier cylindre	29 *mm.*
Deuxième »	25 »
Troisième »	25 »

Pour *bancs à broches en fin :*

Premier cylindre	43 *mm.*
Deuxième »	25 »
Troisième »	25 »
Quatrième »	25 »

Rapport des cônes 125 à 75 *mm.*

Le nombre de spires de torsion du fil se détermine par la formule

$$a = \frac{n}{(n - n_1)\,\pi d}$$ par *cm* de long.,

où n représente le nombre de tours constant de la broche, n_1, celui de la bobine et d le diamètre d'enroulement variable de la bobine en *cm*. Pour les bancs à broches, on peut se servir du tableau suivant :

	Bancs à broches en gros.	Bancs à broches interméd.	Bancs à broches en fin.	Bancs à broches tout fin.
Hauteur de la bobine en *mm*	270	235	150—195	155
Diam. extérieur en *mm.*	140	120	100	80
Poids du coton à enrouler sur une bobine comprimée en *g*	667	400	233	133
Nombre de tours des broches	360—480	540—680	720—880	900—1100
Nombre des broches ; ordinairement	30—50	60—80	80—120	100—150

8. *Mull-jenny.*

α. *Mull-jenny à bras ou manuel* de 200 à 400 broches correspondant à une longueur de chariot de 7 à 14 *m*. Nombre de tours :

des cylindres fournisseurs	= 9	pour	23 *mm*	de diam.
des cylindres intermédiaires	= 11	»	20 »	»
des cylindres étireurs	= 60—80	»	26 »	»
des galets de roulement du chariot	= 14—18	»	130 »	»

des broches = 3800—4200 pour 26 *mm* diam. de peson.

Longueur du chemin de roulement du chariot, 1 625 *mm* (64 pouces angl.). Le tirage ou tir du chariot se trouve par la formule

$$w = 1625\left(1 - 1{,}466\frac{z_1}{z}\right) mm = 64\left(1 - 1{,}466\frac{z_1}{z}\right) \text{pouces ang.},$$

où z représente le nombre de dents de la roue de renvoi (30 à 40) et z_1, le nombre de dents de la roue conique du cylindre (18 à 24). Ce tirage comporte :

pour les numéros bas 13 à 79 *mm*
pour les numéros moyens 105 *mm*
pour les numéros élevés 157 *mm*.

La distance entre cylindres (c'est-à-dire entre cylindres intermédiaires et cylindres étireurs) comporte suivant la longueur des fibres de 23 à 40 *mm*.

Les broches sont en acier et ont de 366 à 420 *mm* de long; elles ont au milieu un diamètre de 8 *mm* qui va en diminuant vers les extrémités jusqu'à 1,5 *mm*; leur inclinaison comporte de 12 à 18°. — Le *tors* ou degré de torsion, c'est-à-dire le nombre de spires de torsion qui sont contenues dans une longueur déterminée, par *ex.* dans 1 *cm* peut se trouver par la formule :

$$n = \alpha\sqrt{N} = 1{,}09\,\alpha\sqrt{N_1},$$

où N_1 représente le numéro du fil français,

N le numéro anglais

et où α est un coefficient d'expérience qui

pour chaîne pour métiers mécaniques	= 1,4 à 1,5	par *cm* de long.,
» trame » »	= 1,1 à 1,3	»
» chaîne ordinaire	= 1,1 à 1,2	»
» trame »	= 1,0 à 1,1	»

Nombre des tours des broches par *cm* de chemin parcouru par le chariot : 5,35 à 6,5.

Travail dépensé par 400 broches : 1 cheval-vapeur. Pour le service de deux mulls-jenny à bras, il faut un ouvrier.

β. *Mull-jenny renvideur ou renvideur mécanique* de 400 à 1200 broches correspond à une longueur de chariot de 14,16 à 42,48 *m*.

Toutes les dimensions que nous allons donner ont rapport à un renvideur mécanique ordinaire du système *Parr-Curtis et Madeley*, livrant des fils du n° 8 au n° 60 (angl. soit du n° 7 à 51 français.)

Les broches existantes pour le coton sont comprises entre 1 $^{1}/_{4}$ et 1 $^{5}/_{8}$ pouce anglais *) et deux broches consécutives, ne diffèrent que de 1/16 de pouce. Longueur de la tête du mull-jenny 2,973 à 3,115 *m*; largeur 0,545 à 0,590 *m*. Largeur des pièces d'assemblage du chariot 0,850 à 0,920 *m*. Nombre de tours de l'arbre principal, 320 à 440 par minute.

La longueur du bras auquel est fixé la broche de guidage = 1/2 du tirage du chariot = 32 pouces angl. Vitesse moyenne d'entrée du chariot 0,285 à 0,425 *m* par sec. Longueur des rabat-fils des baguettes = 172 *mm*, ceux des contre-baguettes, 190 *mm*.

Le chariot met 3 $^{1}/_{2}$ à 4 sec. pour parcourir le chemin de 64 pouces angl.; en comptant les arrêts il faut 5 à 6 sec. La distance des baguettes à la circonférence des cannettes ou bobines pleines ne doit pas dépasser 25 *mm*. Le diamètre des bobines ne doit pas dépasser 4 $^{1}/_{2}$ fois le diamètre inférieur des broches. La longueur des bobines est différente suivant l'installation et le but à atteindre. Le nombre de tours de l'arbre des broches est 750 pour des diamètres de poulies de commande de 152 *mm*. Peson 19 *mm* de diamètre: nombre de tours des broches, 6000 par min. Dépense en travail pour 500 broches: 1 cheval-vapeur.

9. *Continue ou métier continu.* Nombre de tours de l'arbre des broches, 500; diamètre des poulies, 200 *mm*; diamètre du peson de fuseau, 25 *mm*; par conséquent, nombre de tours des broches, 4000. Le nombre de tors dépend de la finesse du fil à exécuter et peut varier de 60 à 36 sur la circonférence d'un cylindre ayant 35 *mm* de diamètre; étirage de 5 à 10 fois la longueur primitive. Dépense en travail pour 150 broches : 1 cheval-vapeur. Le service de 200 à 250 broches nécessite un ouvrier.

10. α. Dans une filature bien ordonnée, étant données les machines modernes et leur production, il faut pour 7200 broches :

1 velow, 1 batteuse simple et 1 batteuse double,
7 cardes en gros } 1000 *mm* de large,
8 cardes en fin }
2 étireurs à 4 têtes pour chaîne,
2 » 4 » trame.
2 machines à retordre ou tordoirs Derby,
2 machines à aiguiser (pour cylindres et chapeaux),
1 banc à broches en gros de 72 broches,
1 banc à broches intermédiaire de 108 broches,
1 banc à broches en fin de 144 broches pour chaîne,
1 » » 144 » trame,
12 renvideurs mécaniques de 600 broches.

Dans les petites filatures à continues modernes de 4 900 broches, il y a : 1 diable ou ouvreuse, 1 batteuse, 12 cardes en gros, 12 cardes

*) 1 pouce anglais = 25,4 *mm*.

en fin, 1 machine à aiguiser, 2 machines à étirer, 1 peloteuse, 2 bancs à broches en gros, 4 bancs à broches en fin, 28 continues à 175 broches, 16 dévidoirs et 2 pressés. Production hebdomadaire, 5000 *kg* portant comme moyenne le numéro 16 anglais (13,5 français).

β. *Travail dépensé.* D'après *Morin* on peut compter 1 cheval-vapeur pour 400 à 450 broches en fin, y compris toutes les autres machines, pour les fils du n° 40 au n° 60 (français).

γ. Pour ce qui concerne le choix des *moteurs* à employer, les recommandations sont les mêmes que dans les filatures de lin.

δ. Quant à l'*espace* nécessité par une filature, on peut compter par broche en fin, 0,2 m^2 de superficie pour toutes les machines, y compris les machines préparatoires et le service de toutes ces machines.

ε. *Dévidoirs* anglais, commande élémentaire, avec renvidage automatique pour 60 à 80 broches.

1 thread = 1 tour du dévidoir = 1,5 yards,
1 lea = 80 threads = 120 «
1 hank = 7 leas = 840 »
1 spindle = 18 hanks = 126 leas = 10080 thrads = 15120 »

ζ. *Numérotage ou titrage des fils.* Le numéro du titrage français ou métrique, est donné directement par le nombre d'écheveaux de fil de 1000 *m* de longueur qui sont contenus dans 500 grammes.

Le numéro du titrage anglais (en vigueur en Allemagne), est donné par le nombre d'écheveaux de fil de 840 yards *) de longueur contenus dans une livre anglaise **).

Entre le titrage anglais et le titrage français on a les relations :

$$N^{o}\ \text{français} = 0{,}847 \times N^{o}\ \text{anglais},$$
$$N^{o}\ \text{anglais} = 1{,}180 \times N^{o}\ \text{français}.$$

c. Tissage.

Dénomination des Machines.	Nombre des machines pour 100 métiers à tisser.	Travail dépensé par machine.	Nombre de tours par minute.	Emplacement nécessaire à une machine en m^2.
Bobineuse à 144 broches	1	0,2	110 à 120	4,1
Ourdissoirs.....	2	0,1	95	4,3
Pareuses ou encolleuses	3—4	0,7	130 à 140	4,3
Métiers à tisser.....	100	0,1 ***)	100—120	4

*) Le yard équivaut à 0,914.
**) La livre anglaise = 453,6 *g*,
***) Actuellement on compte un chev.-vap. pour 5 à 6 métiers.

Un métier à tisser mécanique produit, en 12 heures de travail, de 16 à 21 *m* de shirting ou d'indienne, la largeur du tissu étant 2,3 *m*; pour 38 duites par *cm*, la navette fait de 100 à 180 courses par minute.

d. Blanchîment.

1. Le *fourneau de grillage* consiste en un canal à feu de 160 *mm* de large et 65 *mm* de haut sur lequel repose une plaque fortement cintrée en fonte de 25 *mm* d'épaisseur et mesurant également 65 *mm* de flèche de courbure. Pour le grillage ou flambage de 20000 *m* de tissu, il faut 6,7 m^3 de pin si ce travail s'effectue en 12 heures. Il est bon, au point de vue de l'économie du combustible, de remplacer la plaque en fonte par une feuille de cuivre.

2. *Roue à laver.* La durée du lavage est de 10 min. (Voir blanchiment du lin, page 811.)

3. La *machine à laver de Robinson* demande une puissance de 5 chevaux-vapeur.

4. *Un clapaud* (machine à laver à cylindres) demande de 1,25 à 2 chevaux-vapeur. Longueur des deux cylindres, 4,5 *m*, diamètre de l'inférieur, 1 *m*, du supérieur, 450 *mm*; le bâti du clapaud est en orme et la caisse ou coffre de lavage est en sapin.

Nombre de tours, 25 tours par min. L'emplacement de travail comporte une longueur de 4 à 4,5 *m* et une largeur de 2,8 à 3,4 *m*.

5. *Machine à tordre.* Longueur des deux cylindres (en buis), 0,6 *m*, diamètre du supérieur 0,3 *m*, de l'inférieur 0,4 *m*. Nombre de tours par minute, 25 tours.

6. *Essoreuse* (hydro-extracteur). Hauteur des deux tambours concentriques en cuivre, 0,75 à 0,9 *m*. Diamètre du tambour intérieur percé de trous, 0,9 *m*, celui du tambour extérieur est de 1,42 *m*. Travail dépensé, 2 à 3 chevaux-vapeur. Nombre de tours par minute, 1200 à 1500. Rendement en 12 heures de travail, 300 *kg*.

7. Pour *blanchir* 20000 *m* de tissu, il faut environ 50 *kg* de chaux, 7 ballons (dames-jeannes) d'acide chlorhydrique, 50 *kg* de chlorure de chaux, 100 *kg* de soude et 20 *kg* de poix. La cuisson avec la chaux doit durer 24 heures.

8. La *chaudière de coulage ou de lessivage*, avec tuyau ascensionnel de 2 *m* de diamètre et 1,5 *m* de haut, et avec cuvier de 1,25 *m* de diamètre et 0,47 *m* de haut, peut contenir 16000 *m* de toile à 0,66 *m* de large. La durée du coulage à la soude est de 36 heures.

9. Les *réservoirs à acide* (en sapin) ont 2,2 *m* de diamètre et 3 *m* de haut; ils peuvent contenir 20000 *m* de tissu. Le bain consiste dans de l'acide sulfurique étendu à 2 $^1/_8°$ Beaumé ou à densité 1,015; ou bien il est composé d'acide chlorhydrique étendu à 1 $^1/_2°$ B. ou 1,010 de densité.

10. *Réservoirs à chlore.* Ils ont les mêmes dimensions que les précédents et contiennent une solution de chlorure de chaux à 6° B ou 1.040 de densité.

11. La *machine à vapeur à sécher* à 6 cylindres de 0,47 *m* de diamètre et 2,2 *m* de long, exige une puissance de 1,5 cheval-vapeur.

12. Une fabrique qui veut traiter 250 pièces de shirting en 24 heures dont $^2/_3$ en bleu et $^1/_3$ en couleur garance, doit avoir à sa disposition : α) Une force d'environ 50 chevaux-vapeur; β) Pour élever l'eau, une force dépendant de la hauteur d'aspiration, mais pouvant aller jusqu'à 6 chevaux-vapeur; on peut être appelé à élever environ 37 m^3 par heure à 5 *m* au dessus du sol; γ) Des chaudières à vapeur qui doivent correspondre à 100 chevaux-vapeur.

C. INDUSTRIE LAINIÈRE

Machine à laver ou à désuinter les laines avec pompes. Travail dépensé, 1,5 cheval-vapeur. Le lavoir a environ 0,7 *m* de large, 2,5 *m* de long, 0,47 *m* de profond et peut contenir environ 100 *kg* de laine dont le désuintage s'effectue en 15 min. En soumettant la laine 3 fois à l'action de la machine, le rendement en 24 heures est de 300 *kg*. Le nombre de tours des cylindres exprimeurs, lorsqu'ils ont 0,3 *m* de diamètre et 0,55 *m* de long, est de 15 par minute. La pression sur le cylindre supérieur (plein) comporte 200 *kg*. Le cylindre inférieur (en cuivre) est creux, il a 2 *mm* d'épaisseur de parois et est chauffé à la vapeur. Le cylindre batteur ou frappeur a 210 *mm* de diamètre et fait 110 tours par minute.

La lessive à une température de 70° C se compose de saponaire (*saponaria officinalis*), de soude et de chaux.

a. Filage de la laine longue ou à peigner.

La longueur des fibres de la laine dont nous allons nous occuper doit être d'au moins 40 *mm*.

1. Les *loups de battage* servent à ouvrir la laine et à la débarrasser par voie sèche du sable et de la poussière. Le tambour de battage a 0,5 *m* de diamètre et est entouré de 6 barres en rateau enroulées en spirale. Longueur des barres 0,25 *m*, largeur du tambour 1,7 *m*. Nombre de tours par minute, 300. Le tambour batteur travaille dans une grille concentrique à une ou deux séries de barreaux concentriques au travers desquels passent les impuretés à expulser. Largeur de la toile d'alimentation, 0,53 *m*; diamètre des cylindres cannelés d'alimentation, 0,12 *m* pour 12 tours par minute. Production 1000 à 1200 *kg* en 12 heures. Dépense en travail 1 à 1,2 cheval-vapeur.

2. *Machine à décrasser.* Les 2 ailes laveuses se composant chacune de 4 à 6 tôles de zinc de 650 *mm* de long, ont 920 *mm* de diamètre. Le diamètre des tourillons de l'axe des ailes ou palettes est de 40 *mm* pour 30 à 50 tours par minute. Les ailes plongent de 285 *mm* dans l'eau. Rendement 500 à 600 *kg* par 12 heures. Travail dépensé, 1 cheval-vapeur. La lessive se compose d'un liquide faiblement alcalin. (Voir blanchîment, p. 821.)

3. *Machine à laver la laine* (*Leviathan*). Elle consiste en 3 ou 4 cuves avec autant d'appareils de compression au dessus les uns des autres et reliés entre eux.

1re cuve. Premier bain dégraisseur;

2e cuve. Deuxième »

3e et 4e cuves. Bains de rinçage. 3 à 6 *kg* de savon pour 100 *kg* de laine. Température du bain 50 à 70° *C.*

Emplacement : 15 à 20 *m* de long et 2,5 *m* de large. Production, 1500 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 6 à 8 chevaux-vapeur. Chaque cuve a 3,2 à 3,5 *m* de long, 1,2 *m* de large et 0,8 à 1 *m* de profond, et contient 2 agitateurs ou barboteurs, et 1 appareil de levage. Les cylindres comprimeurs ont 0,5 *m* de diamètre, 0,55 *m* de largeur d'action et font de 6 à 8 tours par minute. La pression exercée sur ces cylindres, comporte de 6 à 10 tonnes.

Le désuintage enlève à la laine de 20 à 60 0/0 de son poids.

4. La *machine à secher* se compose d'un réservoir de la plus grande étanchéité possible, de 12 à 14 *m* de long, 1,5 *m* de large et de haut. La laine est entraînée par deux à trois toiles sans fin se mouvant en sens inverse et au-dessus les unes des autres. La température comporte de 100 à 120° *C.* Production, 1000 à 1500 *kg* en 12 heures. (V. aussi p. 833.)

5. *Machines à carder.*

Dénomination.	Diamètre en mm.	Nombre de tours relatifs par minute.	Vitesse périphérique relative par minute.
Cylindres à bandes de toile	75	0,7	0,167
Cylindres alimentaires	60	0,95	0,178
Tambours briseurs	210	200	131,94
Échardonneuses	120	220	82,9
Tambours principaux	1020	100	320,4
(5) Travailleurs	190	59	34,56
(5) Dépouilleurs	100	375	117,75
Volants	240	638	480,8
Déchargeurs	520	3,6	5,9
Cylindres débiteurs	55	83	16,3
Cylindres à nappe	120	43	16,2

Le nombre de tours absolu par min. du tambour principal, est de 110 à 120.

Le rendement par semaine (72 heures de travail), pour 110 tours par minute du tambour principal, est d'environ 400 *kg*.

6. *Les peigneuses* sont avec les cardes les organes les plus importants de la filature; le peignage à la main est tout à fait abandonné.

Le système prenant de plus en plus d'extension en France et en Allemagne est celui de *Heilmann*. (Voir *fig.* 409.)

La machine peigne par voie sèche; ses organes principaux sont:

α. 1 *peigne circulaire* se composant de 2 segments à peignes *i* diamétralement opposés et composés chacun de 8 à 9 séries de peignes et de 2 segments recouvert de cuir et aussi diamétralement opposés.

Les segments à peignes ont 0,215 *m* de diamètre de pointes en pointes des aiguilles. Longueur de la carde, 70 *mm*.

Diamètre des segments à cuir, 218 *mm*.

Longueur de la carde, 95 *mm*. — Largeur d'action ou de travail des cylindres peigneurs ou des peignes circulaires, 280 *mm*, diamètre de l'axe de ces cylindres : $c = 40$ *mm*.

Les barrettes à aiguilles (fixées sur le peigne circulaire pour former les dents des peignes) comportent la répartition suivante :

1.	Peigne à	10	dents ou aiguilles par	*cm*,	7	*mm*	en porte-à-faux.
2.	»	10	»	»	7	»	»
3.	»	12	»	»	6	»	»
4.	»	12	»	»	6	»	»
5.	»	16	»	»	5,5	»	»
6.	»	16	»	»	4,5	»	»
7.	»	19	»	»	4	»	»
8.	»	22	»	»	3,5	»	»
9.	»	25	»	»	3	»	»

β. La *pince ab* est formée d'une mâchoire ou plaque *a* en acier ayant une longueur d'action de 280 *mm*, une largeur de 100 *mm* et 6 *mm* d'épaisseur, munie à l'extrémité tournant dos au peigne circulaire de 6 cannelures dont la direction est presque tangentielle à celui-ci.

La mâchoire supérieure peut se mouvoir radialement au peigne circulaire en tournant autour d'un axe.

La partie inférieure de cette mâchoire est garnie de cuir, qui, lorsque la pince est fermée, est pressé contre la partie cannelée de la mâchoire inférieure. L'ouverture des mâchoires de la pince comporte de 15 à 20 *mm*.

γ. L'*appareil nourricier* se compose de la grille alimentaire, du peigne nourricier *l* et de la pince *ab*. Deux séries de baguettes, dont 5 à chaque série, de 220 *mm* de long, 14 *mm* de large et 4 *mm* d'épaisseur, constituent la grille alimentaire. Le jeu entre deux baguettes de la même série comporte 5 *mm* de large et 217 *mm* de

long ; celui entre deux baguettes de séries différentes a 6 *mm* de haut et 225 *mm* de long.

Les baguettes reposent sur la plaque d'acier par l'intermédiaire de glissières et ont un mouvement rectiligne comportant de 20 à 25 *mm* de course. Le peigne nourricier *l* porte 6 séries d'aiguilles ou de dents se logeant dans les jeux des baguettes consécutives ; ces dents peuvent se dégager des baguettes et à un moment déterminé le peigne peut suivre le mouvement de la grille.

La longueur de chaque série d'aiguilles ou de dents est de 214 *mm*.

Répartition des aiguilles :

1re	série	6	aiguilles par *cm*.
2e	»	6	» »
3e	«	8	» »
4e	»	8	» »
5e	»	10	» »
6e	»	12	» »

La dernière série (6e) se trouve le plus près de la mâchoire de la pince.

Les mouvements que comporte l'appareil nourricier sont réglés par la machine, de telle sorte que la résultante est la diagonale d'un rectangle et de manière que le peigne atteigne sa position relative la plus haute par rapport à la grille lorsque celle-ci s'éloigne de la pince.

δ. Le *peigne* dit *fixe* consiste en une bande *v* de 280 *mm* de long, pourvue des mêmes aiguilles que celles du 8e peigne du peigne circulaire ; ce peigne a une oscillation dans le sens radial du peigne circulaire de 15 à 20 *mm* d'amplitude et se trouve dans sa position la plus rapprochée du centre du peigne circulaire pendant tout le temps du passage des secteurs en cuir. Distance de pointe des aiguilles au cuir, 1 *mm*.

ε. L'*appareil arracheur* se compose des segments à cuir *k* et des deux cylindres arracheurs *ee'*, *e'* est cannelé et *e* est recouvert de la courroie sans fin en cuir *h*.

Pour chaque jeu de la mâchoire, les cylindres arracheurs font trois mouvements différents : 1° un mouvement de montée et de descente qui les rapproche et les éloigne de l'appareil alimentaire ; 2° un mouvement de rapprochement dans lequel le cylindre supérieur *e* tourne autour de l'axe du cylindre inférieur *e* et est pressé contre les secteurs *k* ; enfin 3° un mouvement de roulement intermittent par lequel tous les cylindres arracheurs effectuent une rotation partielle autour de leurs axes.

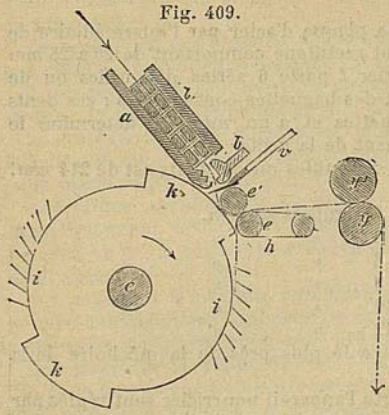
ζ. L'*appareil nettoyeur* des peignes circulaires consiste en une brosse animée d'un mouvement rapide de rotation, jointe à un cylindre cardeur et à un peigne.

θ. La *machine opère* de la manière suivante :

L'appareil alimentaire tire les rubans de fibres enroulés autour de bobines, habituellement au nombre de douze, disposées sur un banc, et les applique au moyen de la

mâchoire *b* contre le peigne circulaire qui dispose les fibres de ces rubans parallèlement les unes aux autres. Lorsque le peignage est effectué, la pince s'ouvre, le peigne fixe s'approche et pénètre dans la partie peignée; les cylindres arracheurs et le secteur en cuir *k* saisissent cette partie et font passer la partie milieu et la partie (arrière) du ruban que tenait la pince au travers du peigne fixe *v*; cette partie arrière est encore peignée par les peignes circulaires *i* avant de s'engager entre les cylindres arracheurs. Le ruban peigné se compose ainsi de touffes successives dont la tête de l'une recouvre la queue de l'autre, comme les écailles d'un poisson ou comme des tuiles d'un toit. Cette succession ou procession de touffes s'engage sous les cylindres *y*, *y'* qui les compriment et en forment une nappe continue complètement peignée, après avoir passé sur la courroie sans fin *h*.

Fig. 409.



Vitesse de la machine = 80 jeux ou courses de la mâchoire par minute. — Rendement 35 à 45 *kg* en 12 heures de travail. Travail absorbé, 0,3 cheval-vapeur.

Pour 100 *kg* de laine peignée on a la quantité moyenne de peignons, retirons ou blousse suivante :

laine de Champagne	= 20,3,
» de Bourgogne	= 15,6,
» longue d'Allemagne	= 20,7,
» d'Australie	= 27,4,
» d'Espagne	= 23,7,
» d'Afrique	= 18,
» du Levant	= 20,7.

7. *Etirage à peignes rectangulaires* ou *gills*.

Dénomination.	Diamètre en *mm*.	Nombre de tours par minute
Cylindres d'entrée	40	31—58
Vis { supérieure	46 { pas 20	150—200
Vis { inférieure	46 { » 40	150—200
Cylindres étireurs	52	130
Cylindres débiteurs	72	105

Le rendement par tête et par heure comporte 138 *m* ou 3,5 à 10,5 *kg*.

8. *Etirage avec peignes circulaires.*

Dénomination.	Diamètre en *mm*.	Nombre de tours par minute.
Arbre moteur	—	196
Cylindres d'entrée	36	25—40
Cylindres étireurs	36	120
Peigne circulaire	60	7—15

L'entonnoir, à la sortie du ruban de la machine, reçoit une ouverture rectangulaire de 18 *mm* de large et 15 *mm* de haut. La vitesse périphérique des bobines d'enroulement est un peu plus forte que celle des cylindres d'étirage. L'étirage spiral comporte de 6 à 8 paires de cylindres et autant de bobines pesant chacune de 2,1 à 2,5 *kg*.

Cylindres peigneurs nécessaires à un assortiment d'étirages.

N° d'étirage	1	2	3	4	
Diamètre sans aiguilles	60	60	60	60	*mm*
Longueur des aiguilles	7	7	6	5	*mm*

Lorsqu'on emploie plusieurs cylindres étireurs, il faut qu'entre deux cylindres consécutifs, il n'y ait qu'un faible étirage. L'étirage principal a toujours lieu entre les cylindres d'entrée et les premiers cylindres étireurs; c'est entre ces deux laminoirs que se trouve le peigne circulaire.

9. *Lisseuse.* Le nombre des laminoirs à sec est de 4 à 16. La vitesse périphérique des cylindres du premier laminoir est à celle des cylindres du dernier laminoir comme 17 est à 18.

10. *Machines préparatoires.* α) *Système anglais* (Bancs à broches).

Dénomination.	Bancs à broches en gros.	Bancs à broches intermédiaires.	Bancs à broches en fin.
Arbre moteur, nombre de tours par minute	200	200	200
Cylindres nourriciers, diam. en *mm*.	36	33	33
Cylindres nourriciers, nombre de tours par minute	15—82	12—90	9—60
Cylindres étireurs, diam. en *mm* . .	46	43	43
Cylindres étireurs, nombre de tours par minute	96—240	100—250	70—180
Peigne circulaire, diam. en *mm* . .	52	—	—
Peigne circulaire, nombre de tours par minute	30—40	—	—
1) Laminoir guide, diamètre en *mm*.	—	29	29
nombre de tours par minute . .	—	20—100	16—96
2) Laminoir guide, diamètre en *mm*.	—	29	29
nombre de tours par minute . .	—	24—110	20—100
Broches, nombre de tours par min.	400	600	700
Torsion par *cm* de longueur (filage en gros)	0,11—0,29	0,16—0,44	0,29—0,38
Hauteur des bobines en *mm* . . .	248	209	170

Le peigne circulaire d'un banc à broches en gros a par centimètre de large 8 aiguilles ou dents de 5 *mm* de long. Les cylindres étireurs ont 76 cannelures, les cylindres nourriciers ou d'entrée en ont de 50 à 56.

Production moyenne par semaine (comptée à 72 heures de travail).

Numéros du fil :	0,75	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Production par broche en *kg*.....	40	35	30	25	20	15	10	9	8

β) *Système français.* (Bobineuse, frotteurs.)

Dénomination.	Frotteur en gros.	Frotteur intermédiaire.	Frotteur en fin.
Arbre moteur, nombre de tours par minute	183	259	260
Cylindres nourriciers, diamètre en *mm*	36	34	34
Cylindres étireurs, diam. en *mm*	36	34	34
Peignes circulaires, diam. en *mm* avec aiguilles, par *cm*	55	50	38
Longueur des aiguilles	5	5	5
Nombre des séries d'aiguilles	30	28	26
» d'aiguilles par *cm*	8	10	12
Cylindres guides, diam. en *mm*	36	34	34
Cylindres étireurs, nombre de tours par minute	120	131	146
Cylindres nourriciers, nombre de tours par minute	22—26	22—30	22—40

11. *Machines à filer en fin.*

α) *Métier continu.* Nombre de tours de l'arbre moteur 390, celui des cylindres nourriciers ou d'entrée = 7 pour 25 *mm* de diam.; celui de la première paire de cylindres guides = 9,5, de la seconde paire 10 pour 20 *mm* de diam., les cylindres étireurs font de 50 à 80 tours pour 33 *mm* de diamètre.

La poulie à corde commandant les broches a 215 *mm* et la noix ou peson *) 24 de diamètre, de telle sorte que le nombre de tours des broches par minute est de 3510.

β) *Mull-jenny manuel ou à bras.*

Nombre de tours de l'arbre moteur à vitesse unique 175,
» » » » à double vitesse 236.

Pour 100 tours des cylindres étireurs et pour un parcours du chariot de 64 pouces angl. = 1625 *mm*, on peut admettre les proportions suivantes :

Dénomination.	Diamètre en *mm*.	Nombre de tours par minute.
Cylindres nourriciers	130	10
(2) Laminoirs guides	21	12—13
Cylindres étireurs	31	100

*) Petite poulie à gorge montée sur la broche.

Nombre de tours des broches pour la vitesse simple 2484
ou 3062 ou 3282
» » » » » double 3835
ou 4130 ou 4425

γ) *Mull-jenny automates ou « self-acting »*. Diamètre des cylindres d'entrée 25 *mm*, des deux paires de cylindres guides 30 *mm*. L'étirage dans les laminoirs comporte de 10 à 19 *mm* ; entre les cylindres d'entrée et la première paire de cylindres guides, il est de 1,04 à 1,05 *mm* ; entre les cylindres étireurs et le chariot, il comporte 1,02 à 1,05 *mm* ; course ou parcours du chariot 64 pouces anglais, soit 1625 *mm*. Nombre de tours absolu des cylindres étireurs 72 à 125 ; celui des broches 4676 à 5572 par minute. Distance entre deux broches 43 *mm*. Pour le reste, voir page 818, fil. du lin.

δ) Le nombre de spires de torsion ou *tors* se détermine par la formule

$$n = \alpha \sqrt{N},$$

où N représente le numéro de finesse métrique du fil et α un coefficient fixé par l'expérience.

Pour fils de chaîne $\alpha = 0{,}76$ à $0{,}84$ par *cm* de longueur.
» de trame $\alpha = 0{,}61$ à $0{,}76$ » »
» à tricoter et à broder $\alpha = 0{,}46$ » »

L'étirage supplémentaire (consistant dans le recul des appareils d'étirage) n'est pas pratique dans la filature de laine longue.

Production par semaine, comptée à 72 heures de travail

Numéro du fil :	20	25	30	35	40	50	60
Production par broche en *gr.*	625	490	400	335	285	225	165

12. α) En Allemagne on produit de la laine n^{os} 12 à 80 (allem.), ou 18 à 120 (titrage angl.).

Le plus souvent cependant on file du 40 allemand ou 60 anglais.

β) Dans une filature de laine longue moderne produisant par semaine 1000 *kg* de chaîne n° 30 et de trame n° 36 à 40 (franç.), il y a : 1 étirage à pression à 4 têtes, 1 lisseuse à 10 cylindres, 2 étirages à pression à 4 têtes (à deux passages), 1 étirage en fin à 8 bobines, 1 banc à broches en gros de 40 broches, 1 banc à broche intermédiaire de 60 broches et 2 bancs à broches en fin de 80 broches chacun, 5 mull-jenny automates ayant ensemble 1650 broches, 6 métiers continus ayant ensemble 1200 broches et 12 dévidoirs. Pour ce qui concerne le service et le travail dépensé, on peut compter : pour 1000 broches, de 20 à 25 personnes lorsqu'on emploie

des mull-jenny à bras, et 13 à 14 personnes dans le cas de mull-jenny automates ; pour 150 à 200 broches, il faut 1 cheval-vapeur.

γ) *Dévidage.*

1. En *France* l'écheveau pour la laine peignée a 700 *m* (785 *m*).

2. *Division anglaise* :

1 fil ou tour du dévidoir = 1 yard,
1 échevette = 80 fils = 80 yards,
1 écheveau = 7 échevettes = 560 fils = 560 yards,

3. *Ancienne division allemande* :

1 fil = 1,5 yard,
1 échevette = 80 fils = 120 yards,
1 écheveau = 7 échevettes = 560 fils = 840 yards,

4. *Nouvelle division allemande* :

1 fil = 1,370 *m*,
1 échevette = 73 fils = 100,01 m,
1 écheveau = 10 échevettes = 1000,1 *m*.

δ) *Numérotage des fils.*

1. Le *numéro en France*, est le nombre d'écheveaux de 700 *m* contenus dans 500 *g*.

2. *Méthode métrique ou nouvelle méthode allemande.* Le numérotage ou titrage métrique d'un fil de laine peignée est donné directement par le nombre représentant combien d'écheveaux de 1000 *m* sont contenus dans 1 *kg*.

3. *Ancienne méthode allemande.* Les numéros sont donnés par le nombre d'écheveaux de 840 *m* contenus dans une livre anglaise.

4. *Méthode anglaise.* Dans cette méthode, les numéros sont donnés directement par le nombre de 530 yards de fil contenus dans une livre anglaise.

b. Filage des laines cardées.

Les fibres des laines que l'on emploie pour la fabrication des laines cardées ou à carde, peuvent avoir une longueur quelconque.

1. Le *lavage de la laine* consiste à ramollir, à dissoudre le suint et à le séparer des fibres de la laine. Ce lavage a lieu dans un bain d'eau chaude de 50 à 60° C qui contient une faible quantité d'un liquide alcalin. Ce bain peut être composé des manières suivantes :

1) D'urine putréfiée : 2 parties d'eau, 1 partie d'urine ;
2) De savon : 5 à 10 *kg* par 100 *kg* de laine ;
3) De soude calcinée : 5 *kg* par 100 *kg* de laine.

α. *Lavage à la main.* Le cuvier a 1 *m* de profondeur et 1,5 *m* de diamètre. Production, 150 *kg* en 10 à 12 heures.

β. *Lavage à la machine.*

1. *Machine à décrasser la laine*, v. page 823.

2. *Machine à laver, système Leviathan,* se compose de 4 cuviers superposés :

1er cuvier. — Bain de ramollissage.
2e « — Premier bain de dégraissage.
3e « — Deuxième bain de dégraissage.
4e « — Bain de rinçage.

Emplacement : 20 *m* de long et 2 *m.* de large. Production 3 000 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 5 chevaux-vapeur. Pour les autres données, voir page 823.

Le désuintage des laines lorsqu'il est fait au savon ou à la soude réduit

100 *kg* de laine brute non lavée au poids de 20 à 60 *kg*,
100 *kg* de laine lavée à dos à froid » 70 à 80 *kg*,
100 *kg* de laine lavée après la tonte à froid » 75 à 90 *kg*,
100 *kg* » » à chaud » 80 à 95 *kg*.

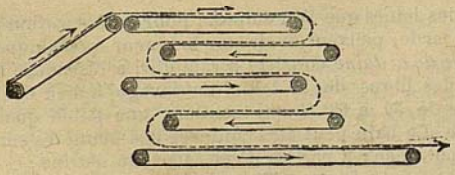
2. *Séchage de la laine.*

α. Le séchage peut s'effectuer sur des *claies* dans un espace duquel l'air humide est éloigné à l'aide de ventilateurs et dans lequel de l'air chaud est introduit par le moyen de tuyaux.

β. *Machine de séchage et de carbonisation.*

Le procédé de la carbonisation a pour but de séparer, par voie chimique, la laine des matières végétales (glouteron, etc.) qui y adhèrent. A cet effet, la laine est soumise à l'action d'un bain acidulé dissolvant les matières végétales, mais n'ayant aucune puissance sur les matières animales, puis ensuite elle est portée à la machine à sécher. Le procédé de la carbonisation est ou bien effectué en une seule opération, ce qui a lieu en portant la laine dans une machine séchant et carbonisant tout à la fois, ou bien alors le travail de séchage et de carbonisation se divise en deux périodes : dans la première période, la laine est partiellement séchée, alors la seconde période a pour résultat le séchage absolu et la carbonisation complète. Il faut, pour la carbonisation, une chaleur dans la machine de 80 à 130° C, suivant l'acide employé. On fait usage de chlorure d'aluminium et d'acide sulfurique à 3 jusqu'à 4 degrés de concentration, ou bien de vapeur d'acide chlorhydrique. La machine doit

Fig. 410.



être la plus imperméable possible à l'air ; elle consiste en un réservoir de 4 à 6 mètres de long et 2 mètres de large; la hauteur de celui-ci dépend du mode d'engendrement de la chaleur et comporte, dans le cas de chauffage direct, 2,3 mètres; dans le cas de chauffage par tuyaux à vapeur, 3,2 mètres. Dans le cas de chauffage direct, l'air chaud des fourneaux est amené à la machine par le moyen d'un venti-

lateur qui le fait passer dans des canaux pourvus de pare-étincelles. Les tuyaux à vapeur se trouvent dans les fondations qui ont une hauteur de 0,9 m.

Les parois de la machine sont, ou bien en fer entourées d'une enveloppe en tôle (l'espace entre les deux parois étant rempli de corps mauvais conducteurs de la chaleur, tels que poils, scories ou cendres), ou bien la machine est entourée d'un mur en briques avec carcasse en fer. La laine va sur 5 à 7 claies sans fin en fil de fer galvanisé ou en fil de laiton. Les claies se trouvent les unes au-dessous des autres et se meuvent en sens inverse les unes des autres (fig. 410). La commande se fait par le moyen de disques de friction, dont la vitesse est variable.

Il faut un ventilateur pour aspirer l'air humide de la machine. La dépense en coke par 12 heures est de 200 *kg*. Production : 1500 à 2 000 *kg*, la laine étant séchée au préalable, et 1 000 à 1200 *kg* la laine étant mouillée. Durée comprise entre l'entrée de la laine mouillée dans la machine et sa sortie en laine sèche et dépouillée des matières végétales = 20 min. lorsque la laine subit un séchage partiel préalable et 25 à 30 min. lorsqu'il n'y a pas de séchage préalable. Travail dépensé, 0,5 cheval-vapeur.

Ventilateur : Diamètre des ailes 500 *mm*.
Nombre de tours 1000 par minute.
Ventilateur aspirant : Diamètre des ailes 650 *mm*.
Nombre de tours 1000 par minute.

On peut prédire, avec certitude, que le procédé de la carbonisation a un grand avenir, car sur le procédé manuel il a les avantages d'être plus rapide, plus uniforme, et sur le procédé mécanique, au moyen de loups, il a celui de perdre beaucoup moins de laine.

3. *Louvetage de la laine.*

α. *Loup-batteur.* L'arbre portant les ailes fait de 500 à 600 tours par min. et porte 4 à 6 séries de frappeurs ayant 880 *mm* de diamètre. Les cylindres alimentaires, y compris la toile nourricière, ont 130 *mm* de diamètre pour 8 tours par minute. Vitesse périphérique de la toile 3290,7 *mm* par min. Rendement, 1325 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 0,7 à 1 cheval-vapeur.

β. *Ouvreuse ou diable.* Le tambour fait 500 tours par min. pour un diamètre de 1 *m* et une largeur de 1 *m* ; ce tambour possède de 25 à 70 séries de dents ou pointes. Distance de pointe à pointe, 4 *mm*.

Les cylindres alimentaires font 6,4 tours par min. pour 140 *mm* de diamètre. Production, 900 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 0,7 à 1 cheval-vapeur.

γ. *Echardonneuses ou déglouteronneuses.* Elles ont pour but de séparer par voie mécanique les matières végétales barbues de la laine. Le peigneur a 700 *mm* de diamètre pour 220 tours par minute. Celui-ci est garni de petites scies en acier très rapprochées les unes des autres. — Le *tambour briseur* a 550 *mm* de diamètre pour 300 tours minute. — Le *premier batteur* a 145 *mm* de diamètre pour 816 tours par minute. — Le *deuxième batteur* a 145 *mm* de diamètre pour 1020 tours par minute.

Les *cylindres d'entrée* font 6,7 tours pour un diamètre de 120 *mm*. — La *brosse* a 350 *mm* de diamètre pour 850 tours par minute. Production 1200 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 1,75 à 2 chevaux-vapeur.

δ. Les *loups à ailes* sont employés soit comme ouvreuse, soit pour débarrasser la laine de la poussière produite par le procédé de carbonisation.

L'arbre du loup porte 4 ailes roulées en spirale, munies de 2 à 3 séries de pointes. Diamètre, 1 *m*; largeur 1,7 *m*. Nombre de tours par min., 300. L'arbre à ailes travaille par le moyen de deux baguettes oscillantes munies de pointes. Le nombre d'oscillations est de 8 par minute. La toile alimentaire a comme largeur $^1/_4$ à $^1/_3$ de celle du loup (c'est-à-dire de 400 à 500 *mm*).

Les cylindres nourriciers cannelés ont 120 *mm* de diamètre et font 8 tours par minute. Il existe au-dessous du crible métallique un ventilateur dont les ailes passent à 1,5 *mm* de la dite toile. Production, 500 à 600 *kg* en 12 heures. Travail dépensé, 0,7 à 1 cheval-vapeur.

ε. *Loup pour le graissage de la laine.* Longueur du tambour, 950 *mm*, diamètre, 820 *mm*. Nombre de tours par minute, 600. (L'arbre principal fait 225 tours.) Diamètre des cylindres nourriciers, 70 *mm* pour 24 à 25 tours par min. On peut avec cette machine graisser en 12 heures 1500 *kg* de laine. Travail dépensé, 1,5 à 2 chevaux-vapeur.

4. *Cardage et filage en gros de la laine.* Un assortiment de cardes se compose en général de 3 machines *) qui diffèrent les unes des autres seulement dans ce qui a rapport à la finesse et au mode de garnissage ainsi qu'aux appareils s'y rapportant.

Ordinairement on emploie les numéros de cardes suivants :

N° de cardes	22	24	26	28	30	
Épaisseur du fil	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	*mm*.
Nombre de pointes sur 10 cm^2 environ	728	760	856	1060	1096	

α. *Carde en gros ou briseuse.* La carde en gros possède ou bien une toile de transport sur laquelle on répartit la laine à la main, ou bien un appareil nourricier automate.

Il y a de 1 à 3 cylindres briseurs (appelés appareils à peluche) qui ne sont autre chose que des cylindres, la plupart du temps en fer garnis de dents (en fil métallique).

β. *La carde repasseuse*, par une disposition spéciale, livre une toison sans fin ou bien engendre des rubans qui sont repris par la troisième carde.

γ. *La carde finisseuse ou à loquettes* qui est disposée de manière à séparer la laine en rubans et à engendrer les mèches (systèmes *C. Martin, Bête, Bollet, successeurs de Josephy*).

*) Carde briseuse, carde repasseuse, carde finisseuse.

Pour diviser la laine, *Martin* emploie de petites courroies croisées; *Bête* des ressorts d'acier; *Bollet* employait primitivement des disques tranchants, et, récemment, il fait usage d'une courroie unique sans fin pour tous les rubans, tandis que les *successeurs de Josephy* emploient autant de courroies demi-croisées qu'il y a de mèches à engendrer.

Il est important d'avoir une division régulière de la laine sortant du peigneur jusqu'aux culottes de friction. Les différentes parties des organes doivent être d'un nettoyage facile ou bien ce nettoyage doit s'effectuer automatiquement.

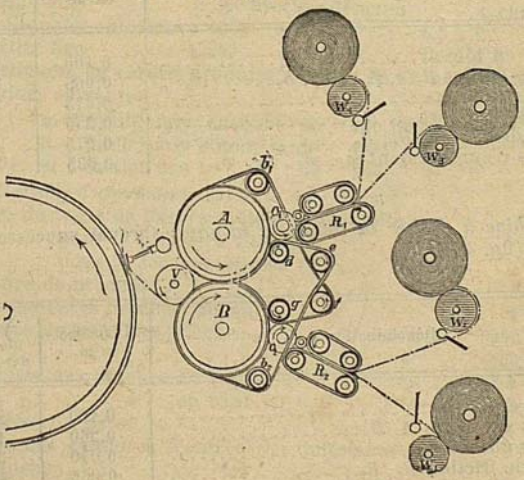
On obtient avec ces appareils de 20 à 120 bonnes mèches et 2, rarement 4, cardées de bord de largeur double.

Le nombre des mèches se détermine d'après la finesse des fils à engendrer et d'après la laine dont on dispose.

La largeur d'action ou face de travail des cardes est habituellement de 850, 1106, 1015, 1262, 1450 *mm*; 4, 5 et 6 paires de travailleurs et débourreurs.

La production de 1 assortiment de cardes de 1450 *mm* de large est de 75 à 90 *kg* de mèches en 12 heures. Dépense en travail pour 1 assortiment, y compris l'appareil alimentaire automatique et l'appareil diviseur de la toison, 1,75 à 2 chev.-vap.

Fig. 411



a) Cardes.

Dénomination.	Diamètre en *m.*	Nombre de tours par minute.
Tables de transport ou alimenteurs	0.096	1*
Cylindres d'entrée	0,048	1,2
Cylindres briseurs	0,205	145
Gros tambours	1,200	110—140
Peigneurs	0,680	4,5
Nettoyeurs	0,105	335,0
Travailleurs	0,200	7
Volants	0,270	600,0
Débourreurs	0.106	370

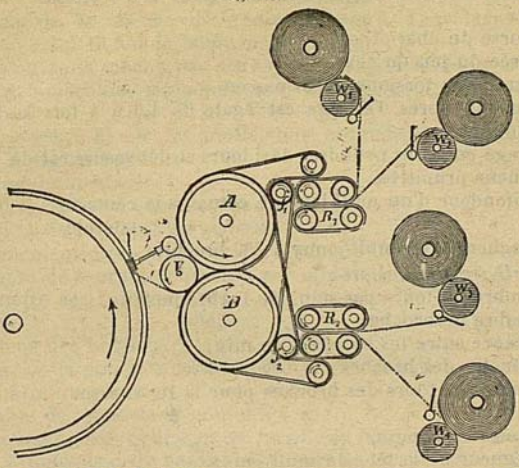
b) Continue à lanière (brevet C. Martin) (fig. 411).

Dénomination.	Diamètre en *m.*	Nombre de tours par minute.
Cylindre en tôle v	0,100	28,0
Cylindres-guides d, e, f, g, b_1, b_2	0,065	34,6
Disques c_1, c_2	0,075	34,6
Cylindres diviseurs A, B	0,250	9,0
Culottes de friction R_1, R_2	0,075	45,0
Cylindres d'enroulement w_1, w_2, w_3, w_4	0,095	33

c) Machine à diviser la toison ou la nappe (brevet successeurs de *Josephy*) (fig. 412).

Dénomination.	Diamètre en *m.*	Nombre de tours par minute.
Cylindre en tôle v	0,100	28
Cylindres diviseurs A, B	0,260	10,8
Cylindres-guides f_1, f_2	0,070	35
Culottes de friction R_1, R_2	0,065	40
Cylindres d'enroulement	0,100	28

Fig. 412.



5. *Filage en fin de la laine.*

1 mull-jenny à 300 broches dépense 1 chev.-vap.
1 mull-jenny automate à 400 » » 1,5 à 2 »
1 métier fixe à 200 » » 1 a 1,5 »

1 assortiment de cardes produisant 60 *kg* en 12 heures, alimente les machines suivantes :

α. 2 mull-jenny, chacune de 300 broches.
β. 1 mull-jenny automate de 400 »
γ. 1 métier fixe de 240 »

α. *Mull-jenny à commande latérale ou centrale.*

Nombre de tours de l'arbre moteur par minute :

pour la première vitesse . . . 200
pour la seconde vitesse . . . 280

Nombre de broches	120 à 340
Distance entre broches, au min.	47 *mm*
Nombre de tours des broches pour la 1re vitesse	2900 à 3900
» » » 2e »	4000 à 5500
Diamètre des broches en bas	8 *mm*
» » en haut	5 *mm*
Diamètre du peson	26 *mm*
Diam. des cylindres d'entrée (les inférieurs sont cannelés)	35 *mm*
Nombre de tours des dits cylindres pour la 1re vitesse	180 à 200
» » » 2e »	200 à 250

Diamètre des cylindres dévideurs	135 *mm*
Nombre de tours de ces cylindres pour la 1re vitesse	40 à 50
» » » 2e »	55 à 65
Course du chariot	1,90 *m*
Durée du jeu du chariot	28,7 sec.
Nombre de torsions du fil par *cm*	2 à 6

La mèche après l'étirage est égale de 1,5 à 4 fois la longueur avant l'étirage.

L'étirage entre les cylindres dévideurs et délivreurs est de 1 à 2 fois la longueur primitive.

Profondeur d'un mull-jenny à commande centrale	3,5 *m*
» » » latérale	3,0 *m*
Longueur d'un mull-jenny à 300 broches	14,862 *m*

β. *Mull-jenny automate* :

Nombre de tours par min. de l'arbre moteur.	300 à 325
Nombre de broches	300 à 420
Distance entre les broches, au min.	46 *mm*
Diamètre des broches	9 *mm*
Nombre de tours des broches pour la 1re vitesse.	3000
» » » 2e »	4000
Diamètre du peson	30 *mm*
Longueur de la tête du mull-jenny	3,450 *m*
Largeur ou profondeur d'un mull-jenny automate :	
de 300 broches	15,479 *m*
de 420 »	21,078 *m*
Poulies de commande des broches. Diamètre.	152 *mm*
» » » Nomb. de tours.	590 à 750
Diamètre des cylindres d'entrée	35 *mm*
Nombre de tours comme dans le mull-jenny ordinaire.	
Course du chariot ou longueur d'étirage	1,85 *m*
Durée de jeu du chariot.	25 à 28 sec.

Les rapports de torsion et d'étirage sont dans la machine qui nous occupe les mêmes que dans le mull-jenny ordinaire.

γ. *Métier fixe.*

Nombre de tours de l'arbre moteur, par min.	300
Nombre des broches.	120 à 240
Diamètre des broches	13 *mm*
Distance entre les broches.	100 *mm*
Nombre de tours des broches.	2225 à 4510
Diamètre du peson ou noix	30 *mm*
Diamètre du peson tubulaire	25 *mm*
Nombre de tours	2865 à 4460
Diamètre des poulies :	
supérieures, commandant le peson tubulaire.	152 *mm*
inférieures, commandant les broches	236 *mm*
Diamètre des cylindres d'entrée	35 *mm*

Nombre de tours des cylindres supérieurs, par min. 41 à 56
» » » inférieurs, » 65 à 80

L'étirage de la mèche de l'entrée jusqu'à l'envidage sur les bobines = 1,5 à 10 fois la longueur primitive.

La torsion de la mèche par *cm* se règle d'après le degré d'étirage.

Dans les 3 machines les nombres de tours indiqués sont supposés par minute.

δ. On retord le fil sur les mull-jenny ordinaires ou automates ou bien sur le métier appelé :

Continue à retordre :

Nombre de tours par min. de l'arbre moteur. . .	220
Nombre de broches; en général	120
Distance entre les broches; au min.	82 *mm*
Nombre de tours des broches par min.	840 à 2150
Diamètre des bobines vides	16 *mm*
» » pleines.	45 *mm*
Hauteur des bobines.	70 à 140 *mm*
Diam. de la poulie à cordes, pour le peson (noix) .	230 *mm*
Diamètre du peson	25 à 35 *mm*
Nombre de tours de la poulie à corde	180 à 450

La commande des cylindres de torsion se fait par la poulie à corde.

Pour 180 tours de cette poulie, le cylindre de torsion fait 36,7 tours

Diamètre du cylindre de torsion. . . . . 35 *mm*

Nombre de torsions . . . . . 2 à 6 par *cm*

Production 14380 *m* par heure. Travail absorbé, 1 chev.-vap.

On peut compter sur un emplacement de 360 m^2 pour un assortiment de cardes avec métiers en fin et machines préparatoires; la superficie nécessitée par le service de toutes ces machines est comprise dans le chiffre sus-mentionné; à ce chiffre il faut ajouter 60 m^2 pour les magasins.

c. Dévidage et titrage ou numérotage.

α. *Dévidoir ou asple de Sedan*:

1 fil ou tour du dévidoir . . . . . = 1,543 *m*,
1 marque = 44 fils . . . . . = 67,892 *m*,
1 écheveau = 44 marques. . . . . = 2987,248 *m*.

β. *Dévidoir d'Elbeuf* :

1 fil . . . . . = 2 *m*,
1 son = 45 fils . . . . . = 90 *m*,
1 quart = 10 sons . . . . . = 900 *m*,
1 écheveau = 4 quarts . . . . . = 3600 *m*.

γ. *Dévidoir anglais* (1 yard = 0,914 *m*) :

1 thread (fil) . . . . . = 1 yard
1 lea = 80 threads . . . . . = 80 yards
1 hank = 7 leas. . . . . = 560 »

δ. *Dévidoir en usage en Bohême et en Moravie* (1 aune viennoise = 0,632 *m*) :

1 Faden (fil) . . . . . = 2 Ellen (aunes)
1 Gebind = 44 Faden . . . . . = 88 »
1 Strähn = 7 Gebind . . . . . = 617 »

ε. *Dévidoir* de *Cockerill* (1 aune prussienne = 0,626 *m*) :

1 Faden (fil) . . . . . = 4 aunes prussiennes
1 Gebind = 80 Faden. . . . = 320 » »
1 Zahl = 7 Gebind. . . . . = 2240 » »

ζ. *Dévidoir saxon* (1 aune de Saxe = 0.566 *m*) :

1 Faden (fil). . . . . = 2 à 3 aunes
1 Gebind = 80 Faden. . . . . = 160 à 240 »
1 Zahl (strähn) = 5 Gebind . . . = 800 à 1200 »

η. La circonférence du *dévidoir* est en général égale à 2 fois l'unité de longueur en vigueur dans le pays. Habituellement le dévidoir est muni d'un appareil compteur indiquant le nombre de tours.

θ. Les *numéros du fil de la laine cardée* se déterminent, soit par le nombre d'écheveaux à la livre, soit par le nombre de *m* de fil au *kg*. Le numérotage métrique prend de plus en plus d'extension, il consiste à augmenter de 1 le chiffre du numéro de titrage pour chaque 1000 *m* qu'il faut ajouter pour atteindre le poids de 1 *kg*.

Les numéros habituellement employés sont ceux de 5 à 30.

le numéro 5 = 5000 *m* par *kg*,
» 30 = 30000 *m* par *kg*.

La plus grande finesse de laine obtenue est le n° 115 métrique.

d. Tissage des draps (numérotage métrique).

α. Un ouvrier peut tisser journellement de 2 à 4 *m* de drap sur une largeur de 1,33 *m*.

Dénomination.	Numéros des fils employés.
Étoffes grossières (ratine, etc.)	N° 2—4
Étoffes intermédiaires	» 5—8
Étoffes légères (casimir, etc.).	» 7—15
Drap le plus fin	jusqu'au N° 27.

β. *Machine à ourdir, à parer et encoller.*

Les cylindres encolleurs font 17 tours par minute et ont 155 *mm* de diamètre. Largeur de travail 770 *mm*. Diamètre de l'ourdissoir 1,05 *m*, longueur 2,79 *m*. — 450 fils de chaîne (9 bobines à 50 fils) sont encollés simultanément avec une vitesse de 138 *mm* par seconde.

γ. Le séchage de la chaîne s'effectue, soit à l'air sur le bâti ou bien dans une *machine à sécher*. Celle-ci se compose d'une cage de 1 *m*

de diamètre intérieur et 2,5 *m* de diamètre sur les rayons évidés de laquelle on dispose la chaîne humide en spirale autour de bâtons. Nombre de tours de la cage = 350 par minute. Dans la cage et en sens inverse de celle-ci se meut un ventilateur ayant de 4 à 6 ailes. Diamètre 600 *mm*, largeur des ailes 900 *mm* ; nombre de tours par minute 450. Rendement en 12 heures de travail 3 chaînes à 15 bouts de 250 *m*. Travail dépensé $^1/_8$ à $^1/_6$ chev.-vap.

La chaîne séchée est montée avec une certaine tension engendrée par mécanisme simple.

δ. *Métiers à tisser le drap.*

1. *Système Schœnherr.* L'arbre moteur fait 120 tours par minute. Nombre de duites par min. = 40. Largeur du peigne 2,40 *m* pour 2400 fils de chaîne. Poids de la navette 1,25 *kg*. Largeur de la pièce tissée 2,18 *m*. Longueur libre des fils de chaîne 870 *mm* ; dans la fabrication à 2 lisses, l'étoffe contient 25 duites par *cm*. Production par heure 0,75 à 1 *m* de longueur. Dépense en travail 0,15 à 0,25 chev.-vap.

2. *Métier à tisser américain.* L'arbre moteur fait 135 tours par min. Nombre de duites par min. = 45 ; largeur du peigne 2,25 *m* pour 2500 à 3600 fils de chaîne. Poids de la navette 1,25 *kg*. Largeur du drap 2,10 *m* ; longueur libre des fils de la chaîne 880 *mm* ; dans la fabrication à 2 lisses l'étoffe contient de 25 à 30 duites par *cm*. Production 0,75 à 1 *m* de drap par heure. Travail dépensé 0,12 à 0,20 chev.-vap.

3. *Foulons.*

α. *Foulage simple ou double à cylindres.* Diamètre du tambour 690 *mm* pour 45 tours par minute ; (l'arbre moteur fait 90 tours par minute). Largeur de travail 0,13 *m*. Diamètre des rouleaux 345 *mm* ; charge 125 à 250 *kg*. Charge de l'appareil à étoffe 80 *kg*. — Dans la machine 2 à 4 pièces de drap peuvent passer avec une vitesse de 1,63 *m* par seconde. Travail dépensé 2 chev.-vap.

Les charges sont obtenues au moyen de poids ou de ressorts. Ces derniers sont préférables.

β. *Foulage à pilons.* Foulon simple à 2 pilons.

Nombre de levées des pilons par min. 125 ; largeur des pilons 260 *mm* ; levée 150 *mm* ; largeur de travail 0,53 *m* ; longueur des leviers 2 *m*. — Le foulage d'une pièce de drap lourd dure de 3 à 3 $^1/_2$ heures.

Pour le foulage et le lavage complets, il faut :

pour 1 pièce (15,8 *m*), mi-fine, blanche : de 5 à 7 heures
et de 2 à 2,5 *kg* de savon,
pour 1 pièce (15,8), mi-fine couleur claire : de 7 à 12 heures,
» » lourde (vert de bronze ou vert russe) 15 à 16 heures.

4. *Machine pour débarrasser les draps de la graisse dont ils sont imprégnés.* Cylindres laveurs en bois, 530 *mm* de diam., 40 tours par min. et 1,03 *m* de long. Le cylindre supérieur est fixé sur un châssis

mobile. 2 pièces de drap se meuvent l'une à côté de l'autre avec une vitesse de 1,11 *m* par seconde. Travail dépensé 0,5 chev.-vap.

5. *Laineuse ou garnisseuse.*

α. *Laineuse simple.* Un tambour à chardons de 760 *mm* de diam., de 1,58 *m* de largeur d'action fait 90 tours par minute. Le nombre des brosses ou cadres à chardons est le plus souvent 18. Vitesse relative du drap par rapport aux chardons 3,78 *m* par sec. Vitesse du drap 0,155 *m* par seconde. Travail absorbé 0,5 à 0,7 chev.-vap.

β. *Machine à lainer double* (les meilleures sont celles du système *Gessner*), avec ou sans laineuse transversale (à cylindres ou à plaques).

Diamètre du tambour 630 *mm* ; largeur de travail 1,75 *m* ; nombre de tours par min. 100. Habituellement de 15 à 18 cadres à chardons. Vitesse relative du drap par rapport au tambour laineur 3,39 *m* par seconde. Le drap se meut avec une vitesse de 0,093 *m* par seconde. Travail absorbé :

Sans laineuse transversale 2 chev.-vap.
Avec » » 3 chev.-vap.

Laineuse transversale à cylindres. Diamètre des cylindres laineurs 335 *mm*, nombre de tours par min. 48.

Laineuse tranversale à plaques. Mouvement d'excentrique. Longueur des plaques de lainage 855 *mm*, hauteur 200 *mm*, nombre de jeux ou de courses de celles-ci par min. 135,5.

6. *Séchage du drap.*

α. Il se fait dans des *châssis* sous l'action de l'air et du soleil, ou bien dans la *machine à sécher*. Le séchage a lieu dans un espace fermé. Le drap se meut sur des cylindres fixés sur un châssis ayant la largeur prescrite. Entre les cylindres se trouvent 320 tubes à vapeur de 25 *mm* de diamètre et engendrant jusqu'à une température de 120° C. Durée du séchage 30 minutes.

β. *Machine à carbonisation.* Cette machine, semblable à celle indiquée dans le séchage de la laine, a aussi pour but d'enlever du drap les matières végétales.

La carbonisation s'effectue dans une chambre fermée de 4 *m* de haut, 6 *m* de long et 3 *m* de large. Le chauffage est le plus souvent direct ; dans le cas de chauffage avec tubes, la chambre doit être 1 *m* plus haute, parce que ceux-ci arrivent par en bas. La marche du drap s'effectue sur des rouleaux-guides suivant une ligne brisée dont les angles se rapprochent de 90°.

La durée d'action est de 10 minutes. Il peut être séché 150 pièces de drap en 12 heures.

Les autres données sont analogues à celles de la page 833. La carbonisation s'effectue aussi bien sur le drap non foulé ou brut que sur le drap foulé.

7. *Machines à tondre ou tondeuses.*

α. *Tondeuse longitudinale.* Cylindre-porte-couteaux : diamètre

100 *mm*; largeur de travail 1,57 et 1,75 *m*; nombre de tours par min. 650 (poulie motrice 105 tours par minute), 12 couteaux de deux spires chacun sont enroulés autour du cylindre porte-couteaux. Vitesse relative des couteaux par rapport au drap, 3,360 *m* par sec. — Le drap se meut avec une vitesse de 40 *mm* par seconde. Travail dépensé 0,6 chev.-vap.

β. *Tondeuse transversale.*

Dans la machine *Lewis*, le cadre portant le drap est immobile et le cylindre tondeur est animé d'un mouvement de rotation et de translation. Dans la machine *Davis* le cadre, portant le drap, a un mouvement de translation et le cylindre tondeur n'est animé que d'un mouvement de rotation.

Cylindre tondeur. Diam. 66 *mm*, largeur de travail 1,16 *m*. 1000 tours par minute (poulie motrice 100 tours par minute); 6 à 8 couteaux faisant chacun 3 spires. — Vitesse du mouvement de translation du cylindre tondeur ou du cadre 18 *mm* par seconde. Largeur du drap 1,4 *m*, 1 passe dure donc 78 sec., ce qui correspond à 46 passes à l'heure. Travail dépensé 0,38 chev.-vap.

8. *Machine à brosser.*

Celle-ci est construite soit avec soit sans appareil à vapeur. Il y a des machines à brosser simples et doubles. Les premières n'ont qu'un tambour brosseur, les dernières se composent d'un tambour à poil rude et d'un tambour à poil plus doux.

Les cylindres brosseurs de 350 *mm* de diamètre; 1,7 *m* de largeur d'action, font 250 tours par minute (l'arbre moteur fait 85 tours). La vitesse relative des brosses par rapport au drap est de 4,72 *m* par sec. Le drap se meut avec une vitesse de 135 *mm* par sec. Travail dépensé 1 chev.-vap.

9. *Appareil à décatir.* Se compose d'un tambour en bois ou en cuivre sur le manteau duquel sont percés des trous. Les fonds supérieur et inférieur ferment hermétiquement. La vapeur arrive par en bas. Diamètre du tambour 225 *mm*; dans le cas de décatissage à sec, sa longueur est de 800 *mm*, dans le décatissage par voie humide, elle est de 1600 *mm*. On enroule autour du tambour de 5 à 10 pièces de drap, suivant la qualité, en ayant soin de placer entre le cylindre et le drap un morceau d'étoffe intermédiaire. Durée du décatissage 30 minutes.

10. *Presse hydraulique.*

Hauteur disponible des colonnes-guides 3,793 à 4,425 *m*; diamètre du piston 230 *mm*: longueur du piston et course 1,250 *m*; pression 60000 *kg*.

Pompe à deux plongeurs.

Pistons des pompes 23 *mm* et 35 *mm*. Travail dépensé 0,5 à 1 ch.-vap.

11. Après le décatissage et le pressage, le grand lustre donné au drap par ces opérations est enlevé en faisant passer la pièce sur un tambour de cuivre percé de trous dans lequel arrive de la vapeur.

D. TEINTURE ET IMPRESSION DES TISSUS

a. Généralités.

1. *Une machine à râper* les bois de teinture demande un emplacement de 20 à 30 m^2 de superficie.

2. Les *chaudières d'extraction* pour les bois de teinture sont en cuivre ou en bois.

Pour 30 à 35 *kg* de bois de teinture, il faut une chaudière de 0,94 *m* de diamètre et de profondeur. Dans les chaudières en cuivre, les murs d'enceinte ont 240 *mm* d'épaisseur. Le tuyau d'écoulement a 80 *mm* de diamètre.

Souvent on emploie des chaudières à deux fonds entre lesquels on fait arriver de la vapeur à 1 1/2 atmosphère de tension.

Après 10 min. la masse entre en ébullition; celle-ci est maintenue pendant environ 30 minutes.

3. Un *moulin à indigo* peut, en 24 heures, réduire en fine poudre 35 *kg* d'indigo, et demande une puissance de 0,5 à 0,7 chevaux-vapeur.

La superficie nécessitée par la machine et l'outillage correspondant (y compris l'emplacement que comporte le service de la machine) est de 8 m^2.

4. Les *chevalets* auxquels les pièces teintes s'égouttent ont 1,57 *m* de long et 1,1 *m* de haut.

5. *Chambre de séchage.* Pour 50 *kg* de fil journellement séché, il faut 15 m^2; pour chaque 50 *kg* en plus, il faut 10 m^2.

b. Teinture du coton.

1. Le *nettoyage du fil* se fait par une cuisson dans de l'eau pure contenue dans un tonneau à deux fonds en bois de sapin. Pour cuire 175 *kg* de fil, le tonneau doit avoir de 1,57 à 1,88 *m* de haut et 1,41 *m* de diamètre intérieur. Hauteur du fond troué (supérieur) au-dessus du fond inférieur, 0,47 *m*. Epaisseur des parois, 65 *mm*. Diamètre du tuyau à vapeur, 65 *mm*.

2. Les *chaudières* contenant la matière colorante sont en planches de sapin de 50 *mm* d'épaisseur. Pour recevoir 50 *kg* de fil, elles doivent avoir 2,82 *m* de long, 0,63 *m* de haut et 0,78 *m* de large. Pour 25 *kg* la longueur de la chaudière doit être de 2,04 *m* pour la hauteur et la largeur précitées. Pour 10 à 12,5 de fil, on emploie des cuves circulaires de 0,47 *m*, à 0,63 *m* de haut et de 0,78 *m* de diamètre.

3. *Cuve d'indigo.* Les cuves à froid carrées ont 1,57 *m* de côté, 3,14 à 3,76 *m* de profond et sont en bois ou en pierre. Pour 1 partie d'indigo on compte 3 parties de vitriol vert (de fer) et 4 parties de

chaux. On teint en 3 ou 4 passées ou bains. Chaque bain dure de 8 à 10 minutes.

4. Les *cuves* pour teindre à la garance ont une longueur de 2,5 *m* et une largeur de 0,94 *m*.

Dans la teinture des toiles, le treuil fait 45 tours par minute. La durée d'action doit être de 2 à 3 heures.

5. Une teinturerie, voulant pouvoir livrer en 24 heures 250 pièces de shirting, les $^2/_3$ en bleu et $^1/_3$ couleur garance, demande :

α. Une force de 25 à 30 chevaux-vapeur.

β. Une force pouvant aller jusqu'à 6 chevaux-vapeur, pour élever l'eau (il en faut environ 37 m^3 par heure qui doivent être transportés à environ 5 *m* au-dessus du sol); le travail absorbé dépend de la hauteur d'aspiration.

c. Teinture de la laine.

1. Le *blanchiment* de la laine a lieu dans des soufroirs ou chambres ayant 2,2 à 2,8 *m* de long; 3,1 à 5 *m* de profond et de 2,2 à 2,5 *m* de haut. Les parois sont massives, le sol est pavé. La laine est soumise à l'action de vapeur de soufre pendant 12 heures. On compte 2 *kg* de soufre pour 100 *kg* de laine.

2. *Coulage.* Les fils qui, par la teinture, sont portés à se feutrer comme la trame et la laine à carde, sont coulés à l'eau chaude durant 2 à 3 heures. Les cuves ou cuviers de coulage ont 0,94 *m* de diamètre et 1,4 *m* de haut pour 40 à 60 paquets de trame (de 5 *kg* environ).

Après cela les étoffes sont lavées, puis passées trois fois dans un bain de soude et savon ayant au maximum une température de 40° C. Pour 600 *kg* d'eau on compte 24 *kg* de soude. Pour achever l'opération du coulage, les étoffes sont lavées deux fois à l'eau tiède et une fois à l'eau froide.

Si l'étoffe doit rester blanche, on la transporte après le soufrage dans un bain de savon et d'ammoniaque ; pour 100 *kg* d'eau on compte 3 *kg* de savon et 1,5 *kg* d'ammoniaque.

3. *Teinture.*

α. Teindre la *laine libre ou en flocons* est le procédé le plus durable. Le plus souvent on emploie des chaudières en cuivre à feu direct : c'est la méthode la plus avantageuse et la plus répandue. La grandeur de ces chaudières dépend de la quantité de laine que l'on a à teindre. Pour remuer et retourner la laine, afin que la couleur prenne bien partout, on se sert de crochets en fer fixés à l'extrémité de perches de 90 à 100 *mm* d'épaisseur.

β. *Teinture des fils* (pour articles de lainerie et pour la fabrication des étoffes en laine longue). Les cuves ont une section rectangulaire allongée et sont à deux fonds. Le fond supérieur est percé de trous. Entre les deux fonds se trouvent des tubes de cuivre également

percés de trous. Les fils à teindre sont suspendus à des traverses de bois de 30 *mm* d'épaisseur et ne plongent qu'en partie dans le bain colorant; de temps en temps les paquets sont déplacés afin que toutes les parties du fil viennent en contact avec la matière colorante. Durée d'action de celle-ci, 2 à 3 heures. La vapeur ne doit pas agir directement sur le fil, car alors le feutrage est à craindre.

γ. *Teinture des pièces d'étoffes.*

1. Teinture du drap avant d'être foulé.

2. Teinture du drap fini ou foulé.

Ce mode de teinture est surtout employé pour les couleurs délicates qui ne peuvent supporter le filage, le tissage et les opérations pour donner l'apprêt; ensuite, dans le cas de couleurs qui ne peuvent supporter les actions chimiques du foulage et enfin lorsque les couleurs employées portent fortement préjudice à la faculté de fouler l'étoffe. C'est le mode de teinture le meilleur marché, mais aussi le moins bon au point de vue de la durée des teintes.

Les chaudières sont en bois, en cuivre ou en étain. Les chaudières en étain sont destinées aux couleurs délicates pour la prise desquelles l'acide stannique est nécessaire; elles sont employées principalement pour le jaune, le rouge (écarlate surtout) et autres couleurs ardentes. Dans le cas où elles sont en bois, il est nécessaire d'avoir une cuve pour chaque couleur. — Dans le chauffage à la vapeur, il n'y a pas d'inconvénient à ce que celle-ci agisse directement sur l'étoffe.

L'étoffe est remuée par le moyen d'asples ou cylindres à ailes ou bras mus par le moyen d'hommes ou par l'emploi de forces élémentaires. La plupart du temps la commande est manuelle. Plusieurs pièces sont réunies entre elles et forment une toile sans fin. La durée du bain dépend du nombre de pièces cousues ensemble et de la qualité des dites pièces; elle peut varier de 2 à 6 heures.

4. *Teinture à l'indigo.* La teinture à l'indigo se fait habituellement dans un lieu séparé.

Les cuves sont grandes, en forme de chaudières, leur partie inférieure est enterrée dans le sol; elles sont en cuivre ou en fer; le chauffage est direct. Depuis quelque temps, on fait des cuves entièrement murées dans du ciment et chauffées à la vapeur. Ce mode de chauffage n'est pas avantageux, car l'introduction de la vapeur étend d'eau la matière colorante. Profondeur de la cuve, habituellement 3,2 *m*, largeur supérieure 2,56 *m*, inférieure 2,1 *m*. On distingue suivant la matière avec laquelle l'indigo est dissout : les cuves de teinture à la soude, au pastel, et les cuves de teinture bâtardes (soude et pastel).

Dans les installations de teintureries à la vapeur, il faut placer les chaudières le plus près possible des cuves, afin d'éviter la condensation de la vapeur dans les longs conduits et, par suite, la perte de puissance calorifique.

d. **Impression des tissus.**

1. La *machine à rouleaux* pour l'impression des tissus, demande suivant le nombre de couleurs, de 2 à 5 chevaux-vapeur.
2. Une machine dite *perrotine*, exige de 0,5 à 1 cheval-vapeur.
3. Un *calandre* absorbe de 1 à 3 chevaux-vapeur.
4. Une *machine à empeser et à apprêter* dépense 1,5 cheval-vapeur. Avec 50 *kg* d'empois, on peut apprêter de 8000 à 10000 *m* d'étoffe.

III. FABRICATION DU PAPIER

Les *matières* avec lesquelles on fabrique couramment le papier sont : les chiffons (drilles ou pilot) de lin ou de coton, le bois et la paille.

a. **Fabrication du papier au moyen de chiffons.**

1. *Triage.* Une ouvrière peut en 12 heures de travail trier de 60 à 75 *kg* de chiffons.

La perte en poids due au triage comporte en moyenne de 2 à 3 %.

2. *Le dérompoir ou coupe-chiffons.* Le plus employé maintenant se compose d'un tambour massif en fonte de 700 à 800 *mm* de diamètre et de 300 à 600 *mm* de large, sur lequel sont enroulés des couteaux ou lames suivant des spirales à très grand pas; ces couteaux, en tournant, passent au-dessus d'une platine garnie de lames fixes horizontales. Les chiffons sont amenés sur ces lames fixes au moyen d'une toile sans fin ou par des cylindres nourriciers avec une vitesse approximative de 10 *m* par minute. Le tambour fait environ 90 tours par minute. Un seul dérompoir suffit dans une fabrique. Le travail dépensé comporte environ 3 à 4 chevaux avec commande par courroie.

Une ouvrière peut en 12 heures couper environ 1500 *kg* de chiffons.

3. Pour enlever la poussière des chiffons coupés, on se sert d'un *tambour cribleur* de 1,5 à 1,8 *m* de long et de 1,05 *m* à l'extrémité, ayant le plus grand diamètre et de 0,75 *m* à l'extrémité, ayant le plus petit diamètre. Dans l'intérieur de ce tambour tourne un axe en fer faisant de 26 à 36 révolutions par minute et muni de barrettes

ou broches en tronc de cône (diamètre à l'axe 20 *mm* ; à l'extrémité en porte à faux 13 *mm*; longueur 80 à 105 *mm*).

La paroi intérieure du tambour est également hérissée de broches exactement pareilles à celles du tambour. L'introduction ou chargement des chiffons a lieu du côté du petit diamètre. Couper les chiffons et les débarrasser de la poussière qu'ils contiennent, sont des opérations qui comportent une perte en poids de 6 à 10 %. Les chiffons destinés au fin papier doivent subir l'action de deux tambours.

4. *Coction des chiffons.* Actuellement on se sert pour cet usage, le plus souvent, de bouilleurs cylindriques, soit fixes, soit rotatifs.

Le bouilleur rotatif le plus simple consiste en un cylindre en tôle de fer de 6 à 9 *mm* d'épaisseur, ayant 1,5 à 1,6 *m* de diamètre ; 2,5 à 3 *m* de long et faisant de 2 à 4 révolutions par minute. La vapeur servant à la machine arrive par l'un des tourillons (creux) de l'axe du bouilleur. La cuisson dure de 6 à 8 heures avec de la vapeur de 2 $^1/_2$ à 4 atmosphères et avec addition de 7 à 9 % de chaux et d'un peu de soude.

Encore plus actif est le bouilleur de *Donkin*, qui se compose d'un cylindre fixe étanche rempli de vapeur dans lequel tourne un autre cylindre percé de trous et contenant les $^2/_3$ de son volume de chiffons. Les parois des deux cylindres sont distantes de 50 *mm* l'une de l'autre.

Une crémaillère, commandée par un pignon, permet de sortir le cylindre intérieur du cylindre extérieur lors du chargement et du déchargement des chiffons.

On peut en 24 heures effectuer deux chargements de 800 à 1000 *kg*. Pour la cuisson, on fait aussi usage d'autoclaves de forme sphérique. Travail dépensé 0,5 chev.-vap.

On emploie encore, mais rarement, des bouilleurs ronds semblables à la marmite de *Papin*, mais seulement dans le cas de faibles quantités de papier.

5. Le premier *défilage des chiffons* a lieu par la *pile défileuse* ou *cylindre dégrossisseur*. La pile défileuse est ovale, le plus souvent en fonte (rarement en bois ou en pierre) ; les parois ont 20 *mm* d'épaisseur; la longueur de l'appareil est de 2,7 à 3,2 *m*; sa largeur 1,35 à 1,65 ; sa profondeur 0,52 à 0,75 *m* ; le fond est habituellement en bois recouvert de feuilles ou plaques en plomb. La cloison de séparation qui s'arrête de 0,5 à 0,6 *m* des parois de la pile est souvent déportée par rapport à l'axe de celle-ci de 50 à 150 *mm*. Du côté de la région la plus large se trouve le cylindre de 0,6 à 0,7 *m* de longueur et de diamètre pesant 500 à 1000 *kg* lorsqu'il est en fonte et de 250 à 400 *kg* lorsqu'il est en bois; sur le manteau de ce cylindre se trouvent pratiquées des rainures parallèles à l'axe, dans lesquelles on fixe des lames en fer ou en acier.

Le cylindre est tantôt massif, en bois de chêne, avec des cercles en fer aux extrémités maintenant les lames, tantôt creux, en fonte, et

ayant 100 *mm* d'épaisseur de manteau, et 40 *mm* pour épaisseur des fonds. Les lames sont de 6 à 24 *mm* d'épaisseur, 85 à 100 *mm* de large et sont en saillie, par rapport au manteau du cylindre, de 25 à 40 *mm*. Les lames minces (d'environ 10 *mm* d'épaisseur) qui se placent habituellement au nombre de deux ou trois dans chaque rainure, sont simplement aiguisées; la longueur du tranchant de la lame est de 1 à 1,5 *m*. Les lames épaisses dont il n'existe qu'une seule par rainure sont cannelées dans le sens de la longueur de telle sorte que chacune d'elles présente de 2 à 3 arêtes tranchantes. Habituellement le nombre d'arêtes tranchantes d'un cylindre n'est pas inférieur à 48. Le sens de rotation du cylindre se détermine de façon que la partie non biseautée des lames marche en avant. La platine se trouve au-dessous de l'axe du cylindre dans la gorge de la pile. Le fond de la pile, du côté du cylindre, se compose, en énumérant dans le sens de la circulation : d'un plan incliné de 15° sur l'horizontale aboutissant à la platine; d'un quart de cercle concentrique au cylindre et d'un second plan incliné à 45° sur l'horizontale. Le nombre de lames de la platine est de 9 à 14 qui sont fixées, soit dans un cadre en fer, soit dans un cadre en bois; ces lames sont placées transversalement à la direction de circulation et concentriquement au cylindre; elles sont inclinées dans le sens de la longueur de 20 à 50 *mm* par rapport à l'axe du cylindre. Elles sont semblables à celles du cylindre, elles ont la même longueur et pour 150 *mm* de large, elles ont de 6 à 11 *mm* d'épaisseur.

La face inclinée du biseau est opposée à celle du cylindre. Le sablier se trouvant sur le plan incliné à 15° ou en avant de ce plan est une rainure de 125 *mm* de large recouverte d'une grille en fonte.

Les châssis (se composant de toile métallique fixée sur des cadres en bois) sont disposés dans le chapiteau (caisse en bois recouvrant le cylindre). Lorsqu'on veut arrêter le lavage par les châssis, on abaisse des châssis pleins ou faux châssis. On peut disposer encore, dans la région étroite de la pile, des tambours laveurs, c'est-à-dire des cribles cylindriques de 600 *mm* de diamètre en fils de laiton. Lorsque ces tambours sont abaissés pour le lavage, ils plongent dans la masse d'environ 150 *mm*. Une pile contient jusqu'à 75 *kg* de chiffons et peut produire par heure de 12,5 à 20 *kg* de pâte effilochée ou demi-pâte. Le nombre de révolutions par minute du cylindre correspondant à cette production est de 120 à 200.

6. Le *blanchiment* du défilé ou demi-pâte a lieu au moyen du chlore gazeux ou d'une dissolution de chlorure de chaux. Le blanchiment au chlorure de chaux a lieu : soit dans la pile défileuse, soit dans des piles de blanchiment spéciales; il se fait aussi en partie dans des caisses en bois percées de trous que l'on plonge dans la dissolution de chlorure de chaux. Le séchage a lieu dans des chambres construites en pierres filtrantes jusqu'à une certaine hauteur. Ces pierres sont des briques percées de trous semblables à ceux

d'un crible. Au moyen d'échancrures demi-circulaires, on forme des canaux auxquels on donne une pente de 1 : 10.

Dans le blanchiment au chlore gazeux, le défilé est débarrassé de l'eau qu'il contient par le moyen de la force centrifuge, de presses ou de cylindres comprimeurs ; on le dépose ensuite dans les espaces en maçonnerie de brique que l'on nettoye au préalable, avec du ciment imprégné d'huile de lin. Pour la préparation du chlore, il est à remarquer qu'il faut, suivant la coloration, de 3 à 4 *kg* de peroxyde de manganèse et la quantité correspondante d'acide chlorhydrique ou de sel commun avec de l'acide sulfurique. Le dégagement de gaz dure environ 8 heures ; on ouvre l'espace où a lieu le blanchiment, seulement 12 heures après que celui-ci est accompli. Il est nécessaire, dans les deux modes de blanchiment, d'éliminer complètement le chlore retenu dans la demi-pâte par un élavage dans les piles. Les dernières traces de chlore disparaissent par le moyen de corps dits antichlore. Le plus employé est l'hyposulfite de soude.

7. *Les cylindres affineurs, raffineurs ou broyeurs* ont les mêmes dimensions que les effilocheurs ou dégrossisseurs. Le nombre des arêtes tranchantes des cylindres est de 48 à 72; la platine en contient de 12 à 20. Le cylindre fait 150 à 240 tours par minute. La demi-pâte est transformée en pâte raffinée dans l'espace de 4 à 6 heures. On emploie encore beaucoup la *raffineuse centrifuge* dite *pulp-engine*, lorsqu'on a à traiter de petites quantités de pâte. A l'extrémité d'un axe horizontal se trouve un disque en fer aciéré de 750 *mm* de diamètre et 80 *mm* d'épaisseur, sur le contour duquel sont pratiquées des rainures semblables à celles des meules des moulins; ce disque tourne dans une enveloppe étanche entre deux parois également cannelées. Le défilé descend par une colonne verticale débouchant dans l'enveloppe vis-à-vis de l'axe de rotation ; dans la paroi en regard se trouve l'ouverture du tuyau d'échappement. L'arbre fait 200 tours par min.

Une pile à cylindre demande en moyenne de 0,06 à 0,08 m^3 d'eau par minute. Les tuyaux de conduite d'eau et les robinets ont de 50 à 65 *mm* de diamètre.

Dans sa position la plus basse, chaque cylindre absorbe de 4 à 6 chevaux-vapeur; et de 1,5 à 3 chevaux-vapeur pour l'élavage.

Pour ce qui concerne le nombre des piles à cylindres nécessaires dans les machines à fabriquer le papier continu, il est à remarquer que, suivant la largeur de la machine et le mode de fabrication, il faut de 4 à 5 piles effileuses et de 6 à 8 piles raffineuses. Pour le service de toutes les piles, il faut de 4 à 5 ouvriers.

8. *L'azurage et le collage* de la pâte raffinée s'exécutent dans les piles raffineuses.

Pour 100 *kg* de papier sec, il faut pour le papier à lettres blanc, au maximum 0,33 *kg* de bleu d'outremer et pour le papier à lettres bleu de 0,5 à 1,5 *kg*. On fait usage aussi de bleu de Paris et d'indigo. Pour

les tons rouges on emploie du bois de Fernambouc, du carmin ou de la fuchsine.

La colle consiste en savon de résine précipité dans une dissolution d'alun et de fécule. En dehors de cela on fait usage le plus souvent de substances dites de *remplissage*, telles que le blanc fixe, le gypse, le blanc de Troyes ou de Meudon et le kaolin.

9. Des piles, la pâte passe dans des *réservoirs* en tête des machines à papier dont le contenu est de 6 pilées ; ces réservoirs sont pourvus d'appareils agitateurs qui mêlent la pâte avec de l'eau arrivant par un robinet. L'arrivée de la pâte dans la machine à fabriquer le papier est réglée par une *soupape à flotteur* et *une roue élevatoire* mobile.

10. La *machine à fabriquer le papier* a de 12 à 19 *m* de long, 1,57 à 1,88 de large, et livre le papier sur une largeur de 1,3 *m* à 1,8 *m* avec une vitesse de 130 à 235 *mm* par seconde. A cause de la variabilité de vitesse de débit du papier, on actionne souvent la dite machine au moyen d'un moteur spécial de 4 à 7 chev.-vap.

Une machine à papier livre en 24 heures de travail une moyenne de 900 à 1500 *kg* de papier. La machine exige par minute 0,12 m^3 d'eau et demande pour son service de 3 à 4 ouvriers.

100 *kg* de chiffons	fins	donnent de 85 à 90 *kg*	de papier,
»	moyens	» » 75 à 80 »	»
»	grossiers	» » 55 à 70 »	»

11. Pour *lisser* et *satiner*, on emploie une lisse consistant en 3 cylindres en fonte polie de 0,6 à 0,9 *m* de long, 170 à 400 *mm* de diamètre et une vitesse tangentielle de 42 *mm* par seconde ; le plus souvent ces cylindres sont les uns au-dessus des autres. Le cylindre du milieu reçoit le mouvement et les autres sont entraînés par frottement. Un tel laminoir de satinage absorbe 1,5 cheval-vapeur.

Un perfectionnement important consiste à remplacer le cylindre en fonte du milieu par un cylindre en papier tout en maintenant les 2 autres cylindres en métal parfaitement poli (en fonte et mieux en acier). Le cylindre en papier (rondelles de papier) a environ 315 *mm* de diamètre et 890 *mm* de long.

12. Pour ce qui a rapport au *nettoyage* et *triage*, une ouvrière exercée peut faire de 2000 à 4000 feuilles en 12 heures.

13. Le *poids spécifique* du papier est 0,70 à 1,16. Le papier vélin ordinaire a de 0,08 à 0,105 *mm* d'épaisseur, celui à lettres de 0,047 à 0,057 *mm*. Pour 0,5 *kg* il faut de 5 à 9 m^2 de papier à écrire, et de 6 à 15 m^2 de papier à lettres.

14. Une *chaudière à vapeur* de 12 à 15 m^2 de surface de chauffe (directe) est suffisante pour produire la vapeur nécessaire aux cylindres sécheurs de la machine à fabriquer le papier, celle demandée par l'appareil de coction des chiffons et celle exigée par la préparation de la colle végétale ou savon de résine. Lorsqu'on emploie du charbon de qualité moyenne, on peut compter qu'il faut

en brûler 1 *kg* par *kg* de papier. (Le chauffage proprement dit des bâtiments n'est pas compris dans la quantité indiquée.)

15. Une grande machine à fabriquer le papier (établie à Berlin) avec 4 piles défileuses et 13 raffineuses dépense environ 3 m^3 d'eau par minute. Il ne faut pas, si c'est possible, que l'eau contienne du fer. L'eau trouble doit être filtrée. Un filtre consiste en 2 cribles en fil de laiton entre lesquels on place de la laine épluchée. L'eau qui doit être consommée est rassemblée dans de grands bassins haut placés.

16. *Dépense en travail.* Dans une fabrique de papier, on peut compter en général de 50 à 60 chevaux-vapeur par 1000 *kg* fabriqués en 24 heures.

b. Fabrication au moyen de substances ligneuses.

1. Les conditions primordiales pour l'*établissement d'une fabrique* de papier à substances ligneuses, voulant réaliser des bénéfices, sont les suivantes : 1° une force hydraulique, le plus possible constante, d'au moins 40 chevaux effectifs; 2° de l'eau de fabrication pure, si possible de l'eau de source; 3° du bois bon marché; 4° une bonne situation pour ce qui concerne le transport des matières travaillées, car celles-ci contenant au moins de 50 à 60 % d'eau, ce transport joue un grand rôle dans le prix de revient.

Les bois les plus employés dans cette fabrication sont le pin et le sapin; le tremble et le hêtre sont plus rarement utilisés ; les troncs se prêtant le mieux à la fabrication qui nous occupe sont ceux qui proviennent d'arbres jeunes et récemment coupés de 100 à 250 *mm* de diamètre.

2. Le bois, après avoir été soigneusement dépouillé de son écorce, est coupé en bouts de 250 *mm* de long par le moyen d'une *scie circulaire* qui est aussi munie d'un *appareil de forage* pour l'enlevage des nœuds.

3. Le bois est ensuite transporté à la machine à défibrer. Celle-ci se compose d'une meule en grès de 1400 *mm* de diamètre et de 400 *mm* d'épaisseur, fixée sur un axe horizontal; la poulie de commande a 2 *m* de diamètre pour 370 *mm* de largeur; la meule fait 140 tours par minute. Pour presser le bois, on se sert de 5 presses verticales en quart de cercle avec charge commune; chacune des presses peut être enlevée de telle sorte que la charge ou pression que supportait cette presse enlevée se répartit sur les autres en les chargeant davantage.

Pour tenir la meule dans un continuel état de propreté, on fait arriver de l'eau, sous pression, entre les différentes presses; on compte pour une machine de défibrage ayant les dimensions indi-

quées une dépense de 0,30 à 0,35 m^3 par minute et une force moyenne de 60 chev.-vap.

4. La substance ligneuse défibrée arrive d'abord sur un *blutoir à mouvement alternatif* de 1000 de longueur et 860 *mm* de largeur, faisant 250 secousses par minute; ce blutoir se compose essentiellement d'une tôle en cuivre percée de trous de 3 *mm* de diamètre, aussi près que possible les uns des autres, sur laquelle les éclats de bois sont retenus.

5. La pâte est dirigée ensuite sur les *tamis cylindriques*, au nombre de 3 à 4, disposés en gradins, les uns au-dessous des autres et se composant de barrettes en laiton recouvertes de tamis à fine maille; l'eau d'entraînement tombe à l'extérieur des cylindres de telle sorte que les fibres du bois restant, sur le pourtour des dits cylindres, sont enlevées par des tambours déchargeurs en bois. Le cylindre n° I, par l'action duquel passe en dernier lieu la substance ligneuse a une largeur de tamis de 1140 *mm*, un diamètre de 710 *mm* et fait 15 tours par minute; sur une largeur de 10 *mm* se trouvent 10 ouvertures de 8 *mm* de long. Les cylindres II, III, etc., font de 20 à 25 tours par minute et ont seulement 580 *mm* de diamètre pour une largeur de tamis égale de 1140 *mm*; habituellement on y pratique 6 ouvertures de 8 *mm* de long sur une largeur de tamis de 10 *mm*.

6. La pâte de bois est alors transportée dans des espaces spéciaux à sol incliné par des vis sans fin. La substance, cependant, qui n'a pas encore le degré de finesse désirable, est transportée en forme de nappe au *raffineur*, qui consiste en une paire de meules horizontales de 1200 *mm* de diamètre; la meule supérieure tourne avec une vitesse de 150 tours par minute et est à anille fixe. Après le passage dans le raffineur qui absorbe de 15 à 20 chev.-vap., la substance ligneuse retourne aux cylindres et ainsi de suite.

7. Pour *enlever l'eau* de ladite substance, qui en contient de 50 à 60 %, le mieux est de faire usage de machines à cylindres. Celles-ci sont établies exactement comme des machines à papier à cylindres avec machines à boutons (épurateur), pour aspirer la substance (pompe centrifuge), cylindre cribleur, feutre humide et cylindres de pression; le cylindre cribleur a 860 *mm* de diamètre et 1300 *mm* de longueur, et plonge de 760 *mm* dans la caisse du cylindre. L'eau s'écoule de l'intérieur du cylindre par les faces frontales, tandis que le feutre humide, se mouvant autour du cylindre déchargeur, enlève la matière du sommet du cylindre cribleur et avec cette matière passe entre les cylindres exprimeurs; la nappe de substance abandonne le feutre et descend entre le premier laminoir de pression; le feutre après lavage retourne au cylindre cribleur. L'enlevage de la substance, entièrement finie a lieu, ou bien d'une façon continue au moyen d'un *racloir* (ou substance racleuse), ou bien alors seulement lorsqu'il s'est formé un *carton* d'une certaine épaisseur; dans ce der-

nier cas, les cylindres doivent être pourvus de une ou plusieurs rainures longitudinales de 2 *mm* de large et de profond.

8. En dehors du moteur et des machines citées, il faut encore dans une *fabrique de papier à pâte de bois* : 1 pompe centrifuge ou à piston, 1 grue, 1 élévateur pour le bois nettoyé. Il faut compter un ouvrier par 100 *kg* de matière finie, séchée à l'air, pour l'écorçage, les chargements et déchargements du bois, et l'empaquetage de la dite matière finie, et cela en plus des conducteurs des machines des ateliers. Avec 4 chev.-vap. effectifs, on peut produire, par 24 heures, 50 *kg* de matière séchée à l'air; la production de 100 *kg* séchés à l'air demande 0,3 m^3 de bois.

L'installation complète des machines nécessaires pour la fabrication du papier à pâte de bois, avec les dimensions précitées et comportant jusqu'à un travail absorbé de 80 chev.-vap., demande un espace d'environ 23 *m* de long, 8 *m* de large et 8 *m* de haut, lorsque deux ou plusieurs machines sont disposées les unes à côté des autres. Lorsqu'il n'y a qu'une seule machine, l'installation peut se faire si l'on dispose en plan d'un rectangle de 17 *m* de long sur 11 *m* de large.

c. Fabrication du papier de paille.

2000 *kg* de paille de seigle nettoyée fournissent en 24 heures 1000 *kg* de substance de paille séchée à l'air; travail nécessaire 55 chev.-vap.

Machines : 1 machine à nettoyer, 1 hache-paille, 1 bouilleur pouvant contenir 1000 *kg*, 2 pompes pouvant livrer chacune 0,8 m^3 par minute; 1 appareil sphérique de lessivage, 1 machine pour transformer la paille en pâte, 1 pompe de lessivage, 1 pompe pour la substance, 2 piles de lavage, 1 pile de blanchissage, 1 agitateur, 1 machine opérant le mélange et 2 ventilateurs.

1000 *kg* de substance de paille demandent pour être blanchis 500 *kg* de soude, 150 *kg* de chlorure de chaux, 200 *kg* de chaux et 12 *kg* d'acide sulfurique.

IV. TECHNOLOGIE DES MÉTIERS AGRICOLES

A. FABRICATION DE LA BIÈRE

Les matières premières indispensables à la fabrication de la bière sont : l'orge, le houblon et l'eau; à côté de ces matières, on fait usage pour certaines bières : de seigle, de maïs, de riz ou de farine de pommes de terre.

a. Préparation du malt

Le maltage a pour but d'engendrer la diastase dans les grains de l'orge par le procédé de la germination et de transformer ainsi l'amidon des grains de cette céréale en sucre et en gomme.

1. *Mouillage.*

α. *Cuve mouilloire ou trempis.* Elle peut être en bois, en pierre, en tôle de fer (épaisseur des parois 5 *mm*, du fond 75 *mm*), en fonte (cylindrique et fond conique). 1 *hl* d'orge exige un volume de cuve de 0,13 m^3 et 100 *kg* 0,20 m^3; en dehors du volume nécessaire indiqué, il faut donner à la cuve une surprofondeur de 16 *cm*, ou marge libre d'environ $^1/_{10}$ de sa profondeur. Pour préserver les fondations, il est bon de les recouvrir de barreaux de 160 *mm* de large et 50 *mm* d'épaisseur. Les traverses au-dessous du sol sont carrées et ont 105 *mm* de côté, et le lit de dessous 130 *mm*. La cuve est entourée de 3 cercles de 50 à 65 *mm* de large et de 7 à 10 *mm* d'épaisseur. La meilleure température de mouillage est 13 à 15° C. Durée du mouillage 1,5 à 4 jours. Le renouvellement de l'eau doit avoir lieu au moins toutes les 24 heures en hiver et toutes les 12 heures au moins en été.

β. *Chambre de mouillage.* Elle est voûtée et se trouve au rez-de-chaussée ou dans les caves; la superficie de la chambre est de 3 à 4 fois celle occupée par la cuve mouilloire.

2. *Germination.*

Germoir. Le germoir est une pièce voûtée de 2,5 *m* de haut et à 1,5—1,9 *m* au-dessous du sol. L'aire ou sol du germoir doit être dallé en larges pierres ou en briques à joints bien cimentés, ou bien recouvert d'une couche de ciment; le lit de dessous doit être formé de cailloux ou de décombres de construction (sur une épaisseur de 30 à 45 *cm*), ou bien d'argile bien damée (épaisseur 10 à 30 *cm*), suivant la position du germoir. Il faut, pour la ventilation, pratiquer dans les murs d'entourage des ouvertures ou évents de 10 à 13 *cm* de diamètre et des fenêtres à charnières (d'environ 1,2 *m* de large et 0,6 *m* de haut).

Pendant le temps de la germination (environ huit mois), on peut opérer de 3 à 4 fois par mois. En Autriche, la germination dure de 10 à 14 jours *). 1 *hl* d'orge exige une surface de séchoir de 2,3 m^2 pour une hauteur de couche de 10 à 13 *cm*.

3. *Dessiccation.*

α. *L'aire de séchage* avant le touraillage est située immédiatement au-dessus de celle du germoir et règne sur toute la profondeur du bâtiment. Hauteur 2,2 à 2,5 *m*.

*) En France, en moyenne 10 à 12 jours; en Angleterre, 13 à 15 jours; en Écosse, de 18 à 21 jours.

β. *Touraille.* Les tourailles à air, actuellement les plus employées, se composent d'un foyer, d'un espace dans lequel l'air est réchauffé et de la touraille proprement dite. Les canaux de chauffage sont en tôle de fer ou en fonte et sont disposés en spirales montantes immédiatement au-dessous de la plate-forme ou claie inférieure sur laquelle est étendu le malt (dans un espace d'environ 2 *m* de haut). Ces tuyaux prennent naissance à 60 *cm* de ladite plate-forme et se terminent à une distance de 10 à 15 *cm*, ou bien alors les canaux de chauffage forment un système de tubes verticaux de 5 *m* de haut et couvrant une surface en plan de 2,5 m^2. Les deux systèmes peuvent être combinés.

La chambre dans laquelle le malt est touraillé a 2,5 *m* de haut lorsqu'elle est voûtée et 3,1 *m* dans le cas d'un plafond enfoncé; le plus souvent se trouvent deux, rarement trois plates-formes, l'une au-dessus de l'autre et à une distance de 1,7 à 2,2 *m*. Les plates-formes consistent en tôle de fer percée (les trous ont 2 *mm* de diamètre et il y en a 2 à 3 par cm^2) ou bien elles consistent en fils de fer tressés de 3 à 4 *mm* d'épaisseur avec 20 à 25 % de surface de passage ou enfin en tissu de fil de fer laminé (avec 40 % de surface de passage d'air).

Les plates-formes sont supportées par des baguettes en fer reposant tous les 1,4 à 1,7 *m* sur des barres en fer. Le tube à fumée du foyer peut déboucher au-dessus de la plate-forme supérieure dans l'évent de sortie de l'air de la touraille afin d'activer le tirage.

1 m^2 de surface d'une touraille simple livre journellement :

20 *kg* de malt lorsque le touraillage est simple,
30 » » » » » » » double.

1 m^2 de surface d'une touraille double livre journellement de 40 à 50 *kg* de malt.

100 *kg* d'orge donnent 148 *kg* de malt vert,
100 *kg* » » 92 *kg* de malt séché,
100 *kg* » » 80 *kg* de malt touraillé frais,
100 *kg* » » 87 *kg* » » reposé,
1 *hl* d'orge donne $^9/_8$ *hl* de malt,
1 *hl* de malt pèse 55,5 *kg*,
1 *hl* d'orge pèse 62,5 à 65 *kg*.

γ. *Chambres pour conserver le malt.*

Par *hl* il faut une surface de 0,24 à 0,27 m^2 ou 4,9 m^2 par 100 *kg*.

δ. *Le tambour cribleur ou tarare à crible* pour enlever les germes ou radicules que peut contenir le malt a 2,5 à 3 *m* de long, 0,6 à 0,9 *m* de diamètre et une inclinaison de 5 à 70.

Le transport du malt vert du germoir à l'aire de séchage et à la touraille s'effectue au moyen de wagons basculants de 2,5 à 3 *hl* de contenu et au moyen d'élévateurs.

b. Extraction du moût

c'est-à-dire d'un produit le plus riche possible en sucre et en gomme

1. *Le broyage et concassage du malt* se fait au moyen de concasseurs appropriés consistant essentiellement en cylindres lisses ou cannelés. Souvent encore, on emploie des meules ordinaires exigeant un emplacement de 20 m^2. Il est bon avant de commencer le broyage de laisser absorber au malt une certaine quantité d'humidité, ou de l'arroser. Le sol d'arrosage qui doit avoir comme superficie 3,2 m^2 par *hl* de malt journellement employé, est une aire pavée, légèrement concave. Il faut compter pour la quantité d'eau d'arrosage de 5 à 10 % du poids du malt à arroser. 50 *kg* de malt donnent 53,5 *kg* de malt broyé.

L'augmentation en volume dû au concassage est de $^1/_4$ à $^1/_3$.

2. *Brassage.* α. Le volume de la *cuve-matière*, qui est en bois ou en tôle de fer, doit être égal à 1,7 fois celui occupé par le malt et l'eau correspondant à un brassage, additionné à celui occupé par les différents organes de la machine à brasser.

La hauteur maximum de la cuve-matière, y compris le bord ou marge de 0,16 *m*, est de 1,6 *m*.

Les cuves matières en tôle sont entourées d'une enveloppe en bois ou bien d'une enveloppe en tôle afin que l'on puisse par injection de vapeur entretenir la température nécessaire à la formation du sucre; l'enveloppe extérieure entoure la cuve-matière en totalité ou en partie. Dans le procédé bavarois on compte pour des quantités de 1250 à 1800 *kg* d'orge concassé 0,46 m^3 de cuve-matière par 50 *kg ;* par contre pour 200 à 250 *kg* il faut par 50 *kg* d'orge concassée un volume de cuve-matière de 0,62 m^3.

β. *Cuve-matière à double fond.* Actuellement on fait, dans la plupart des cas, reposer le malt sur un fond spécial criblé de trous se trouvant à 26 *mm* de distance du fond véritable, et cela principalement à cause de la disposition de la machine à vaguer dans la cuve-matière. Le contenu de cette sorte de cuve-matière est égal à 0,75 de celui plus haut cité. Le moût passe ensuite par des tuyaux en cuivre au moins au nombre de 4, et munis de robinets, dans la cuve réverdoire.

γ. *Réservoir à eau chaude.* Il est en bois de chêne ou en tôle de fer et est placé à proximité de la cuve-matière; il est chauffé soit par la vapeur directe, soit par celle d'échappement; il doit pouvoir contenir au moins le volume d'eau correspondant à la bière que l'on peut fabriquer avec la quantité de malt que comporte la cuve-matière. On doit encore avoir :

δ. Un *réservoir à eau* ayant au moins la capacité de la cuve-ma-

tière, pour alimenter la cuve-mouilloire, la cuve-matière et la chaudière, et pour nettoyer les réservoirs et le bac-refroidissoir.

ε. La *cuve-réverdoire* est en pierre, en bois, en cuivre ou en fer; son volume doit être au moins égal à 0,1 fois celui de la chaudière.

Il est bon de la diviser en deux parties inégales par un filtre: dans la partie la plus petite débouche le tuyau d'ascension à la chaudière, et dans la plus grande, celui de la pompe à moût. Cette cuve-réverdoire peut donc servir de panier à houblon. Lorsqu'on emploie des pompes centrifuges, cette cuve peut être supprimée, de même que lorsque la chaudière se trouve au-dessous de la cuve-matière (c'est-à-dire lorsque le fond de celle-ci est de 30 à 35 *cm* plus haut que le niveau que peut atteindre l'eau dans la chaudière).

3. *Cuisson et houblonnage de la bière.*

Ces opérations ont lieu dans :

α. La *chaudière de coction ou de cuisson* qui a un volume égal à 1,7 fois celui de la matière brassée moins 0,03 m^3 par hectolitre de malt qui se trouve dans la cuve-matière ; ces 0,03 m^3 par *hl* représentent le volume de la drèche ou du malt épuisé. La chaudière de cuisson de la bière ou mieux de coction du houblon a de 1,25 *m* à 1,5 *m* de haut et forme en plan habituellement un rectangle. La chaudière à cuire est en cuivre et en fer, les fonds sont en cuivre et le reste en fer. On trouve aussi des chaudières entièrement en tôle de fer.

Les fonds pèsent par m^2 au moins 25 *kg*,

Les fonds jusqu'à 4,4 m^2 de superficie pèsent par m^2 jusqu'à 50 *kg*,

» et jusqu'à 5,4 m^2 de superficie pèsent par m^2 jusqu'à 60 *kg*.

Les parois sont de 10 à 20 *kg* par m^2 plus légères que les fonds. Pour les poids des chaudières à cuire, d'une capacité déterminée, voir la partie de cet ouvrage traitant des constructions au-dessus du sol, chapitre *Chaudières*.

Le moût des bières d'hiver doit être cuit de 1 à 1 $^1/_2$ heure, celui des bières d'été de 2 à 3 heures. La quantité de houblon demandée par les premières est de 0,38 à 0,5 *kg* et pour les dernières de 0,75 à 1 *kg* par 50 *kg* d'orge broyé.

β. *Bâtiment de cuisson.* Autant que possible il faut que l'exposition soit au nord ; hauteur 6 à 8 *m* et voûté. La superficie est égale à 12 fois celle de la plus grande cuve-matière à double fond ou à 9 fois celle de la plus grande cuve-matière dans laquelle le malt repose directement sur le fond.

c. Fermentation

Elle a pour effet de transformer une partie du sucre contenu dans le moût en alcool et en acide carbonique. Tout d'abord, il faut refroidir le moût.

1. *Bac refroidissoir ou rafraîchissoir.* C'est un réservoir rectangulaire de 0,15 à 0,2 *m* de haut, dans lequel le moût n'atteint une hauteur que de 0,05 à 0,1 *m*; 0,1 m^3 de moût exige 2 m^2 lorsque la nappe qu'il forme a 50 *mm* d'épaisseur; lorsqu'elle a 80 *mm*., 1,25 m^2; pour 100 *mm*, 1 m^2.

Les bacs refroidissoirs se font actuellement le plus souvent en tôle de fer recouverte d'une couche de peinture la protégeant contre l'action du moût. Les plaques de tôle ont 1,88 *m* de long, 1,25 *m* de large et pèsent de 15 à 16.5 *kg* par m^2. Pour accélérer le refroidissement, on se sert d'agitateurs, de ventilateurs et le plus souvent d'ailes agitant l'air. En dehors de ces moyens d'accélération, on emploie encore en été la glace ou l'eau froide; le moût, coulant dans un tuyau est entouré par les corps réfrigérants, ou bien encore c'est lui qui les entoure.

Le mieux est de faire usage de tuyaux ou tubes divisés chacun en deux canaux complètement isolés; dans l'une de ces parties coule le moût, dans l'autre coule, en sens inverse, l'eau de refroidissement. Un appareil refroidissoir de 2 *m* de long, 1,2 *m* de large et 0,15 à 0,2 *m* de profond, avec tubes de 65 à 80 *mm* de diamètre, a donné de bons résultats.

Pour la bière bavaroise à fermentation avec dépôt, qui doit être buvable au bout de quatre semaines, on refroidit le moût jusqu'à une température de 11° à 7°,5 C, pour la bière d'été bavaroise (bière de garde). jusqu'à une température de 7°,5 à 5° C et, pour la bière à fermentation ordinaire, jusqu'à une température de 15° à 10° C.

2. *Espace de refroidissement.* Il doit comporter 2,2 à 2,5 *m* de haut; donc autour du bac il doit y avoir un chemin de circulation de 1 *m* de large. Cet espace doit être aéré le mieux possible.

3. *Cuve de fermentation ou cuve guilloire.* Hauteur 1,6 *m.* Si la bière d'une cuisson ne dépasse pas 3 à 4 m^3, on prend une cuve guilloire par cuisson; il faut tenir compte de l'augmentation de volume due à la fermentation (il est égal à 25 %). Le nombre des cuves guilloires est à déterminer d'après le temps de fermentation qui, pour la bière blonde, est de 36 heures, pour la bière brune ordinaire de 3 jours et pour la bière de garde (bavaroise) de 10 à 12 jours; il faut, en outre, quelques guilloires de réserve. La température de 6° à 12°,5 est réglée par des flotteurs ou nageurs à glace (en fer-blanc ou en cuivre).

4. *Lieu de fermentation.* Il est voûté, il est situé de 1,25 à 2,5 *m* dans la terre; il a 2,5 *m* à 3,1 *m* de haut et mesure comme superficie de 2 à 3 fois celle occupée par les guilloires.

5. *Chambre à houblon.* Elle se trouve dans les régions supérieures des bâtiments; on compte par *hl* de bière 0,125 à 0,25 *hl* de houblon, et par *hl* une superficie de 0,044 m^2 y compris les passages.

6. *Lavoir.* Il se trouve au niveau du sol et est, la plupart du temps, aussi grand que la maison de cuisson.

7. Il existe encore une cave de garde ou de dépôt et une cave à

glace, un lieu pour le dépôt des tonneaux, un hangar en bois, une chambre pour les brasseurs, un logement pour le chef-brasseur et, dans les brasseries à vapeur, il faut encore une salle pour les chaudières et un emplacement pour les machines.

Les façades des bâtiments des brasseries doivent, le plus possible, être du côté du levant et du couchant.

B. Distillation

Voir le chapitre A. Fabrication de la bière pour les généralités concernant : les cuves-mouilloires, les chambres de mouillage, les germoirs, l'aire de séchage, les tourailles, les chambres de touraillage, les chambres de conserve du malt et les moulins de broyage ou concassage du malt.

a. Préliminaires.

1. Le *rapport en poids des grains maltés ou germés aux grains non maltés* a été fixé par l'expérience à $\frac{1}{5}$-$\frac{1}{6}$. Habituellement, on fait usage de malt sec.

Pour le poids des grains des différentes céréales, voir page 779.

1 *hl* de maïs pèse environ 75 *kg*.

Pour 1 partie de grains on prend 4 à 5 parties d'eau.

2. Le *rapport en poids des pommes de terre au grain malté ou germé* a été fixé par l'expérience à 20 : 1. 1 *hl* de pommes de terre pèse en moyenne 85 *kg*. Les substances solides dans la pomme de terre comportent environ 30 à 25 %. Pour une partie de substance solide de pomme de terre, on prend 4 à 5 parties d'eau ; en plus, il faut compter la quantité d'eau nécessaire au maltage.

3. *Appareils.*

α. La *machine à laver les pommes de terre* se trouve tantôt au-dessus, tantôt au-dessous du tonneau à vapeur, et demande un espace de 2,35 *m* de long et 1,1 *m* de large. Le tambour-laveur est conique; il a 1,9 à 2,2 *m* de long; 0,6 à 0,78 *m* de diamètre minimum et 0,8 à 0,95 *m* de diamètre maximum. Il est à claire-voie et est formé de lattes ou barres en bois, quelquefois de barrettes en fer.

L'axe du tambour est horizontal. La caisse ou auge dans laquelle plonge ce tambour est formée de planches ayant 65 à 85 *mm* d'épaisseur ; cette auge est d'environ 0,3 *m* plus large que le tambour et est aussi remplie d'eau que possible. Le tambour fait 20 tours par minute ; il ne se trouve pas dans le milieu de l'auge. Dans une opération, on lave de 13 à 30 *hl*.

β. Le *tonneau à vapeur* est placé verticalement et est en bois épais. Il contient au maximum 4 m^3 ; 1 *hl* de pomme de terre prend, dans

ce tonneau, une place de 0,1 à 0,15 m^3; la section est cylindrique ou bien lorsqu'on suppose 2 tonneaux à vapeur, ce qui est toujours à conseiller, la section est ovale; la hauteur est environ les $^2/_3$ du diamètre moyen; durée d'action de la vapeur 1 à 2 heures. Le tuyau à vapeur a de 26 à 33 *mm* de diamètre. Le tonneau à vapeur, système *Henzé*, est en tôle de fer; la vapeur s'y trouve à une tension de 2,5 atmosphères. Si l'on peut opérer la cuisson à de plus hautes température et pression, on se sert de l'appareil *Hollefreund* et *Bohm*.

λ. *L'espace* contenant le tonneau à vapeur doit avoir comme longueur et largeur 1,5 à 2 fois le diamètre du tonneau; dans le cas de 2 tonneaux, la largeur de l'emplacement est égale de 1,5 à 2 fois, et sa longueur de 3 fois le diamètre moyen des tonneaux.

δ. *Broyeur à pommes de terre.* Il se trouve au-dessous du tonneau à vapeur; il a environ 2 *m* de long. 0,8 *m* de large et 1 *m* de haut. Les cylindres sont habituellement lisses et en fer; ils ont 0,6 *m* de diamètre, 0,5 à 0,6 *m* de long et tournent à une distance d'environ 5 *mm* l'un de l'autre.

Nombre de tours par minute = 20.

Pour avoir un broyage plus complet, *Ellenberger* (*Venuleth* et *Ellenberger*, à Darmstadt), a fait usage du principe sur lequel repose la pile à cylindre (fabrication du papier).

ε. *La cuve de saccharification* se trouve au-dessous du broyeur et n'est remplie qu'aux $^2/_3$ de sa hauteur. Les substances sèches remplissent les $^3/_4$ de la capacité qui est achevée par un égal poids d'eau. La hauteur de l'espace envahi par le flux dû à la fermentation est égale de $^1/_{10}$ à $^1/_{15}$ de celle occupée par la masse avant la fermentation. Chaque hectolitre de pommes de terre, avec l'addition de malt et d'eau y correspondant, occupe un volume de 0,15 m^3; 100 *kg* de malt avec l'eau qui y correspond demandent un volume de 0,5 m^3.

Hauteur de la cuve 1 *m*, au maximum 1,25 à 1,5 *m*;

Capacité maximum d'une cuve = 4 à 4,6 m^3 = 26,5 *hl* de pommes de terre.

Avec une cuve on peut opérer au maximum 3 fois par jour; durée de saccharification environ 4 heures. La cuve se compose de douves de 160 *mm* de large et 50 *mm* d'épaisseur; les traverses sous le fond ont 105 *mm* d'épaisseur; 3 cercles en fer de 52 *mm* de largeur, de 7 à 10 *mm* d'épaisseur relient entre elles les douves.

ξ. *Tonneaux à eau chaude.* On compte pour chaque *hl* de pommes de terre à saccharifier 17 à 20 *l* d'eau et pour chaque *hl* un volume de tonneau 1,5 fois plus grand.

η. Le *lieu ou chambre de saccharification* se trouve toujours au rez-de-chaussée; la longueur de façade est égale à 2 fois le diamètre de la cuve; la profondeur (largeur) est égale à la moitié de la profondeur du bâtiment; la hauteur est de 3,5 *m*.

θ. *Bac refroidissoir des moûts.* Il est en bois ou en tôle de fer; le mieux est qu'il se trouve au-dessus de la chambre de fermentation;

il a une hauteur de 260 à 400 *mm* et demande, par *hl* de pommes de terre, y compris le malt additionné, 1,65 m^2 pour un remplissage de 80 *mm* de hauteur, et 1,076 m^2 pour une hauteur de remplissage de 130 *mm*; ou bien pour 100 *kg* de malt (grains germés) respectivement 5,9 et 3,55 m^2 de superficie (voir brasserie).

ι. *Cuve de fermentation.* Elle est habituellement ovale; sa hauteur, pour un contenu de 1150 *l*, comporte de 1 *m* à 1,25 *m*: pour 2300 et 3500 *l* 1,25 à 1,4 *m*; le volume de cuve nécessaire par *hl* de pommes de terre est de 130 *l* et pour 100 *kg* de malt 412 *l*; une cuve ne doit pas contenir moins de 343,5 *l*; habituellement le contenu de ladite cuve est de 2300 à 3500 *l*, rarement 4500 *l*.

La *durée de la fermentation* est de 2 à 3 jours, au maximum de 4 jours; en Belgique, elle n'est que de 24 heures. Pour une fermentation de 3 jours, la température est de 20 à 25° C, et de 18 à 23° C pour une fermentation de 4 jours.

κ. *Lieu ou chambre de fermentation.* La chambre de fermentation est voûtée et sinon tout à fait, du moins en partie dans le sol; épaisseur des parois: au moins 2 briques. Dans les petites distilleries, la superficie de cette chambre est égale de 2,5 à 3 fois la surface occupée par la totalité des cuves de fermentation; dans les grandes distilleries, la superficie de ladite chambre comporte de 1,5 à 2 fois la surface précitée; la hauteur intérieure de cette chambre est de 2.8 à 3 *m*; les appels d'air dans la couverture sont à section carrée de 210 à 235 *mm* de côté, la cheminée pour éconduire l'acide carbonique a 0,47 *m* de diamètre et est à 0,31 *m* au-dessus du sol. Température 12 à 17° C.

λ. Le *Réservoir à saccharification* se trouve pour le mieux au-dessus de la chambre à distiller, il a une capacité de 1,5 fois la cuve à fermentation.

μ. *Récipients à levain.* Leur grandeur est de $^1/_{18}$ d'une charge de masse saccharifée; leur nombre comporte le nombre de charges préparées pendant une fermentation + 1 récipient pour conserver le levain-mère.

En cas d'emploi de levain artificiel, il faut 3 fois plus de récipients à levain que de cuves travaillées en 1 jour + 1 récipient pour le levain-mère de chaque cuve.

ν. La *chambre à levain* a une surface double ou triple de celle de tous les récipients.

b. Distillation proprement dite.

Dans un mélange à 6 % (contenant 6 % d'alcool) il faut distiller ou évaporer $^1/_3$ de la masse pour que le résidu ne contienne plus d'alcool; la masse liquide évaporée contient par *kg* d'alcool 4,5 *kg* d'eau.

D'après *Gall*, chaque 0,1 m^2 de surface de l'alambic exposée à

l'action du feu laisse passer par heure 2640 unités de chaleur ou calories. La chaleur spécifique de l'alcool est 0,62; la chaleur latente des vapeurs d'alcool se formant à 79° C (63° R) = 167 calories, celle de la vapeur d'eau a la même température = 537 calories.

Dans les alambics à chauffage direct par la vapeur, le volume est augmenté par la condensation de la vapeur et il faut en tenir compte. Ces sortes d'alambics ne doivent être remplis qu'aux $^2/_3$ et doivent être deux fois plus haut que large.

α. *Appareil distillatoire Pistorius.* Le volume maximum de l'avant-chauffeur est de 1830 *l*; sa capacité se détermine par le nombre d'opérations journalières (habituellement 3): l'alambic ou chaudière distillatoire ou bouilleur a un volume égal à 1,5 fois celui de l'avant-chauffeur; les bassins déflegmateurs ont le diamètre de l'avant-chauffeur et une hauteur de 1 à 2 *m*. Avec un appareil on peut distiller journellement 6900 à 9200 *l* de matière et obtenir de l'alcool à 80 °/₀ T*). Avec l'*appareil déflegmateur* de *Pluent* on peut distiller en 60 minutes 68 *l* de matière (moût) et obtenir de l'alcool à 85 °/₀ T*).

β. *Appareil distillatoire à colonne.* Le mode de construction de cet appareil est si multiple que nous renvoyons aux ouvrages spéciaux.

γ. *Réfrigérant condensateur.* Ce réservoir mesure 2,2 à 2,8 *m* de haut; il a un diamètre inférieur de 1,4 à 1,7 *m* et un supérieur de 1,6 à 2 *m*; le serpentin a de 5 à 7 spires; le diamètre à la partie supérieure du serpentin est de 65 à 80 *mm*, et à sa partie inférieure 40 à 52 *mm*. Il faut pour condenser 10 *kg* de vapeur par heure une surface réfrigérante de 0,2 m^2. Les douves ont 157 *mm* de large et 40 *mm* d'épaisseur et sont maintenues par 3 cercles en fer pesant 4,78 *kg* par *m* courant.

δ. *Chambre de distillation.* Elle a au moins 3,4 *m* de haut; il est bon qu'elle se trouve près de la chambre de fermentation; l'emplacement nécessité par 2 appareils comporte 1,5 à 2 fois la superficie couverte par les appareils; dans le cas d'un seul appareil, l'emplacement est égal à au moins 2,5 fois la même superficie. Un grand appareil contenant 1720 *l* de matière a une base de 4,4 *m* de long et 2,2 *m* de large.

ε. *L'enlèvement de l'empyreume de l'eau-de-vie* se fait par le moyen de filtres remplis de charbon de bois; la hauteur d'un filtre est de 4,7 à 6,3 *m* et son diamètre de 0,63 à 0,94. La dépense en *gr* de charbon par litre d'alcool à 80 °/₀ T est donnée par le tableau suivant :

---

*) Voir l'appendice pour le tableau des poids spécifiques des alcools transformés en taux du volume (d'après Tralles).

Sorte de charbon.	Eau-de-vie de pommes de terre.	Eau-de-vie de grains.	Sorte de charbon.	Eau-de-vie de pommes de terre.	Eau-de-vie de grains.
Charbon de pin	36	44	Charbon d'aune	66	60
Charb. de bouleau	28	60	Charbon de chêne	76	128
Charbon de tilleul	20	36	Charbon de saule	52	80

ξ. *Vinasse ou résidu de distillerie.* 1 *hl* de mélange pommes de terre et malt donnent 170 litres de vinasses, et 100 *kg* de malt (grains germés) en donnent 556,5 *l*.

η. *Chaudière à vapeur.* Pour une quantité de matière de 4580 à 5150 *l* à distiller par jour, il faut une machine de 6 chev.-vap. pour desservir toute la brasserie; au-dessus de cette production, il faut 1 chev.-vap. pour chaque 1720 *l*. Lorsqu'on emploie la houille, il est nécessaire d'avoir par chev.-vap. une surface de chauffe directe de 1,5 à 1,8 m^2; en dehors de cela, il faut pour chaque *hl* de pommes de terre à cuire à la vapeur et à brasser, 0,75 m^2 pour 1 heure d'action de la vapeur. En outre, la distillation d'une heure de 50 *kg* de grains germés ou de 240 *l* de matière à distiller demande une surface de chauffe directe de 2 m^2.

θ. *Réservoir à eau froide.* Pour 2 à 3 opérations par jour, on dépense par *hl* de pommes de terre 0,23 m^3 d'eau; pour 100 *kg* de pommes de terre (le nettoyage ou lavage des réservoirs et du sol compris) il faut 0,75 à 0,80 m^3 d'eau.

ι. *R. Eisenmann* (Berlin) a donné un nouveau mode de purification de l'alcool par le moyen d'air ozonisé qui doit fournir un alcool de la plus parfaite neutralité.

C. FABRICATION DU SUCRE

1. *Magasins à betteraves.* Si les betteraves doivent être conservées plus de 24 heures, il ne faut pas les entasser en couches ayant plus de 1 *m* d'épaisseur. 50 *kg* de betteraves occupent un volume d'environ 0,1 m^3. Pour une consommation journalière de 30 à 50 *t* de betteraves, on peut compter environ 80 m^2 de surface, sans les passages et le lieu de nettoyage, pour lesquels il faut 20 jusqu'à 25 m^2.

2. *Machine à laver ou laveuse mécanique.* Pour traiter journellement 50 *t*, il suffit d'un tambour de 2,5 *m* de long et de 0,78 à 0,94 *m* de

diamètre; pour 100 tonnes, le tambour doit avoir 3,16 *m* de long et 0,95 *m* de diamètre. Derrière le tambour, il faut disposer un *récepteur* pour les graviers. Lorsque la terre adhérente est argileuse, il est nécessaire de disposer, l'un derrière l'autre, 2 tambours-laveurs.

3. *Transporteur horizontal.* Il sert au transport des betteraves du magasin à la machine à laver. Avec des courroies lisses, on peut se permettre une inclinaison de 30°; cette inclinaison peut augmenter lorsqu'on emploie des baguettes d'entraînement.

4. *L'élévateur* transporte les betteraves aux râpes ou aux couteaux; il demande un emplacement de 1,2 m^2.

5. *Râpes.* Pour un traitement journalier de 50 *t*, il suffit d'une surface de râpe de 1,370 à 1,713 m^2 pour 650 tours par minute; lorsque le tambour fait 900 révolutions, on peut traiter par jour 75 *t*: ainsi, pour chaque *kg* de betteraves à râper par jour, il faut 34 mm^2 de surface de râpe avec un nombre de tours de 650 à 900 par minute. La râpe exige alors 0,36 à 0,42 *m* de long et 0,63 *m* de diamètre. On fait de 10 à 12 dents par 26 *mm* de longueur de râpe. Dans le cas d'un double pressage, la quantité d'eau introduite est de 10 à 15 %; dans le cas d'un pressage simple de 30 à 50 %. Pour chaque 10 à 12,5 *t* de traitement journalier, il faut 2 chev.-vap.

6. *L'extraction du jus* a lieu au moyen du *pressage*, de la *macération* et de la *diffusion*. (L'extraction au moyen de machines centrifuges ne doit plus être employée.)

α. *Presses hydrauliques*. La pomperie la plus convenable se compose de trois pistons à débrayage automatique pour pression de 180 à 200 atmosphères. Jus extrait par un simple pressage 75 à 78 %; dans le cas d'un double pressage et brassage des pulpes ayant déjà subi une pression, le jus extrait comporte 82 à 87 %; les résidus du pressage comportent de 18 à 22 % avec 22 à 28 % de substances sèches. Une presse peut traiter de 15 à 20 tonnes de betteraves en 24 heures. — La surface du paquet pressé = 0,45 à 0,78 m^2; sa hauteur = 1 à 1,30 *m*. On fait 60 à 80 couches ou 30 à 40 couches plus épaisses. Pistons de pressage 0,30 à 0,40 *m* de diamètre.

Un gâteau pressé comporte de 2 à 4 litres de bouillie. On compte que, dans le cas de petites presses, on peut traiter journellement 1250 à 1500 *kg*; dans le cas de grosses presses, on peut compter un traitement journalier de 5000 *kg* de betteraves. La table à paquets a une largeur de 0,78 à 1,0 *m* et une longueur de 0,63 *m* pour chaque presse.

La salle de pressage contient les montants de l'élévateur, 2 caisses à betteraves ou caroussel à betteraves, les balances décimales, les râpes, les réservoirs à pulpes, les tables à paquets et les presses. Lorsqu'il y a une double rangée de presses, il faut une largeur de salle d'au moins 12 à 12,5 *m*: pour une seule rangée 7,8 *m* suffisent. La hauteur de la salle peut être prise égale à 3,77 *m*; la hauteur des presses, y compris les fondements, égale environ 2 *m*. Le caroussel

à betterave, les râpes et les presses se trouvent habituellement dans le même espace. Après le nettoyage et avant le râpage, les betteraves sont pesées.

La chambre des employés des contributions se trouve près de la salle de pressage et mesure environ 6 à 7 m^2.

Espace des résidus. 100 *kg* de betteraves donnent environ 15 à 20 *kg* de résidus. Ils ne doivent pas être conservés longtemps dans la fabrique parce qu'ils deviennent aigres.

Les *presses à cylindres* sont jusqu'à maintenant peu en usage.

β. *Macération de Schützenbach.* Les réservoirs sont en fonte ou en tôle de fer, ils ont une hauteur de 0,9 *m*, un diamètre supérieur de 1,55 *m* et un diamètre inférieur de 1,5 *m*. Ils sont disposés en gradins avec une hauteur de marche de 0,10 à 0,15 *m*. Il est nécessaire d'avoir de 9 à 14 cuves. De 0,01 à 0,02 *m* au-dessus du fond se trouve le tamis à fils, au-dessus se trouve un espace de 0,2 *m* pour l'ascension du liquide. Hauteur de remplissage 0,62 + 0,01 = 0,63 *m*. Une cuve de 1,2 m^3 de capacité peut contenir 415 *kg* de pulpes.

L'agitateur fait de 20 à 24 tours par minute. Le temps du séjournement de la matière dans les cuves est de 40 à 45 minutes. La production journalière d'une cuve est de 136,5 *t*; jus extrait 86 à 90 %; la quantité d'eau mélangée à la bouillie comporte de 30 à 40 % du poids des betteraves. Dans la macération, le rapport du poids de l'eau dépensée à celui de la betterave traitée = 3 à 4. Pour le pressage de la pulpe, on emploie pour chaque 50 *t* une grosse presse ou deux petites presses hydrauliques.

γ. *Diffusion.*

Coupe-racines. Le disque à couteaux fait de 150 à 170 tours par minute et peut traiter par jour de 100 à 140 *t* de betteraves. Pour l'installation d'un coupe-racines, il faut un emplacement d'environ 3 m^2 et un travail moteur de 2 chev.-vap.

Les cossettes ou tranches ont de 1 à 1,5 *mm* d'épaisseur et 6 à 10 *mm* de largeur; la longueur est variable, mais plus elles sont longues, mieux cela vaut.

Une batterie de diffuseurs se compose de 8 à 14 réservoirs fermés en tôle de fer. Chaque réservoir ou cylindre diffuseur contient de 1,9 à 5,7 m^3.

Le rapport du diamètre à la hauteur du réservoir peut varier de 100 : 130 jusqu'à 100 : 140; on peut cependant descendre jusqu'à 100 : 118. Chaque diffuseur peut recevoir de 900 à 2000 *kg* de cossettes. 1 m^3 de diffuseur peut contenir de 470 à 500 *kg* de cossettes de betteraves. Les cossettes comportent 90 % du poids des betteraves et contiennent de 4,8 à 5 *kg* de substances sèches. Le rendement en jus comporte 94 *kg* pour 100 *kg* de betteraves. Le jus extrait est étendu dans le rapport de 130 jusqu'à 150 à 100, c'est-à-dire que, pour 100 parties en poids de betteraves, on retire 130 à 150 parties en poids de jus. Le réservoir d'eau fraîche se trouve de 6 à 10 *m* et les

chaudières de 1 à 2 *m* au-dessus de la batterie. On se sert de 1 à 2, quelquefois 3 chaudières qui sont ouvertes ou fermées. La surface de chauffe d'une chaudière fermée doit être de 5 à 7 m^2. Le jus atteint, dans les chaudières de défécation, une température de 75 à 95° C. L'eau de lavage doit avoir 15 à 20° C; le mélange du jus et de l'eau ne doit pas dépasser 50° C. Le premier jus reste dans le réservoir frais de 15 à 30 minutes.

La dépense en eau est la suivante : pour le pressage avec eau 270 % du poids des betteraves; pour le pressage avec air 120 % du même poids; cette dernière quantité se répartit pour 100 parties de betteraves : 40 parties dans le jus et 80 parties dans les résidus des cossettes.

7. *Les presses de Klusemann* servent au pressage des cossettes édulcorées. Pour 55 tours par minute et une dépense en travail de 1,5 chev.-vap., elles peuvent exprimer de 45 à 55 % en poids de 50 à 60 *t* de betteraves. (Le jus contient encore de 9 à 11 % de substances solides sèches.)

8. *Chaudières de défécation.* Ce sont des réservoirs ouverts en tôle à double fond de la capacité de 1150 à 1400 *l*; mais dans lesquels on ne met que 920 à 1150 *l* de jus. Pour un traitement journalier de 35 à 50 *t* de betteraves, on doit avoir de 4 à 5 chaudières de défécation. La défécation par le chaulage fournit pour une dépense en chaux de 0,5 à 2,5 % du poids des betteraves un dépôt de 3 à 4 % contenant de 4 à 5 % de sucre.

9. Les *saturateurs* (*Kindler*) ont un diamètre de 1,4 *m* et une hauteur de 1,1 à 1,25 *m*. Sur le sol repose un serpentin à acide carbonique de 2,5 à 3 *m* de long et ayant 65 *mm* de diamètre. Dans la partie inférieure de ce serpentin on perce des trous de 7 *mm*, distants les uns des autres de 157 *mm*; on fait de même dans la partie intérieure où les ouvertures peuvent être plus grandes et plus rapprochées. Près des parois se trouve une spirale à vapeur. Pour chaque 50 *t*, journellement traitées, il faut une capacité de saturateur de 66,5 m^3. Durée de la saturation 10 minutes. Pour engendrer l'acide carbonique on peut employer le fourneau Kindler ou un fourneau à cuve.

10. *Saturation* (dite *Jelineck*). Dans ce mode de saturation du jus chaulé, les réservoirs ouverts sont en tôle de fer avec serpentins à vapeur et à acide carbonique; ce dernier est disposé comme dans le saturateur Kindler. Dans cet appareil, il y a en même temps défécation et saturation. Les réservoirs ont une hauteur de 2 *m* et un diamètre de 1,5 à 1,6 *m*; ils sont tantôt cylindriques, tantôt en forme de parallélipipède. Il faut 6 de ces réservoirs pour un traitement journalier de 100 à 125 *t* de betteraves. L'addition de chaux comporte 2,5 à 3 % du poids du jus. La saturation Jelineck donne de 8 à 9 % de dépôts contenant de 3 à 4 % de sucre. Lorsqu'on veut faire une double saturation, la seconde opération de saturation se fait

dans des réservoirs pareils à ceux employés dans la première opération.

11. *Retour d'eau.* Pour recueillir l'eau condensée, on se sert de réservoirs de 1 *m* de diamètre et 2,5 *m* de haut. On remplace maintenant avec avantage le retour d'eau par les « conducteurs d'eau de condensation. »

12. La *filtration préparatoire* du jus n'a lieu que dans l'ancien mode de saturation de Kindler. Les réservoirs sont en cuivre et ont environ 0,47 *m* de diamètre et 0,63 *m* de haut.

13. *Presses pour l'écume et les dépôts.* Pour chaque 50 *t* de betteraves à traiter par jour il suffit d'une presse. La base de la presse demande 1,5 m^2.

14. *Filtres.* Ils consistent en cylindres en tôle de 0,5 à 1 *m* de diamètre et de 3 à 12 *m* de haut. On dispose les filtres en batteries de 3 à 10 filtres. Pour la filtration des jus clairs et épais, on dépense en noir animal 18 à 25 % du poids des betteraves traitées par jour. (Pour 100 parties de betteraves, il faut environ 20 % et pour 100 parties de jus environ 22 % de noir animal.) 1 *t* de noir remplit un espace de 1 m^3. 1 m^3 pèse de 800 à 1200 *kg*. On peut compter 1 m^3 de filtre pour chaque 5 *t* de betteraves. Pour 100 parties en volume de filtre il est nécessaire de ménager 60 à 70 parties en volume pour le remplissage avec le jus. Pour 5 *t* de betteraves, on peut compter de 0,8 à 1 m^3 de noir animal.

15. L'*appareil d'évaporation* de *Robert* ou *Tischbein* contient de 250 à 260 tuyaux étirés et étamés en laiton ou en fer ayant 0,94 *m* de long et 39 à 46 *mm* de diamètre, le reste du corps de l'appareil est en tôle de fer. On procède toujours de manière que 2 ou 3 corps d'appareils dépendent les uns des autres et que la vapeur du premier chauffe le second et ainsi de suite; attenante au dernier appareil se trouve une pompe à air. 50 *t* (à 90 %) de betteraves fournissent environ 45 *t* de jus clair ou 9 *t* de jus épais (à 50 %).

On peut compter, pour chaque 50 *kg* de betteraves, à traiter par jour, une surface de chauffe de 0,1 m^2.

La vapeur du premier vase (ou corps) arrive dans le second vase communiquant avec une puissance d'action diminuée d'environ 15 %; la même perte se fait sentir du 2e au 3e vase. Pour un traitement journalier de 50 *t* de betteraves, on peut compter dans le cas de vapeur directe sur une surface de chauffe de 21,8 m^2 dans le premier vase, de 43,6 dans le second, et de 65,3 m^2 dans le troisième vase. Dans le cas d'une surface de chauffe de 50 m^2 pour le second vase, la pompe à air doit engendrer un volume de 2,3 à 3,2 m^3 par minute. Le tuyau de descente (dans une pompe à air sèche) pour l'écoulement de l'eau doit avoir au moins 10 *m* de haut.

16. L'*appareil à cuire* dans le *vide* est en cuivre avec garnitures en laiton, il a 1,57 *m* à 1,88 *m* de diamètre. Pour 1 m^2 de surface de chauffe, la pompe à air ou à vide doit engendrer un volume de 2,3 à

3,2 m^3 par minute. Pour condenser les vapeurs, il faut, par minute, de 0,4 à 0,5 m^3 d'eau. On peut admettre que le jus ou sirop épais contient $^4/_7$ d'eau.

3250 *kg* de sirop épais, après une cuite de 1 $^1/_4$ à 1 $^1/_2$ heure, sont transformés en 1670 *kg* de masse cuite (ou d'empli). On compte pour chaque 100 *kg* de betteraves, 10 à 15 *kg* de masse cuite et 3 à 5 *kg* de mélasse.

17. Les *formes*, ou caisses de cristallisation, sont en tôles de fer recouvertes d'un vernis à la laque. Les ouvertures au sommet sont fermées au moyen de chevilles ou agrafes étamées.

On distingue :

α. Les *formes propres* pouvant contenir 15 *kg* de matières et ne servant qu'à couler la masse assez pure pour être débitée aussitôt dans le commerce comme pains de sucre.

β. Les *formes bâtardes* ; elles contiennent 60 à 70 *kg* et ne servent que pour couler la masse donnant un sucre brut destiné à être raffiné.

γ. Les *caisses de Schützenbach*, en tôle de 390 à 630 *mm* de côté et de 136 à 260 *mm* de hauteur ; pour 5000 *kg* de betteraves employés par jour, il faut 80 caisses de 0,08 m^3 de capacité. Chaque coffre exige 0,4 à 0,5 m^2 de superficie, on peut les placer l'un sur l'autre. Les couloirs à ménager doivent avoir au moins 1 *m* de largeur.

18. *Bacs* ou réservoirs de *cristallisation* pour les produits du second au dernier. Ils sont en tôles de fer. Pour chaque 50 *t* de betteraves, traitées par jour, on doit compter 200 à 250 m^3 de réservoirs. Les derniers produits peuvent être placés dans des bacs maçonnés.

19. Les *turbines centrifuges* servent à séparer le sucre du sirop. Elles font de 900 à 1100 tours par minute. 1 turbine peut, suivant la qualité, traiter 75 *kg* de masse cuite en $^3/_8$ jusqu'à $^3/_4$ d'heure. (En 24 heures on peut turbiner 6500 à 7000 *kg* de premiers produits et 2000 à 2500 *kg* de seconds produits.) Habituellement on ne turbine pas les premiers produits.

20. La *machine à vaguer* sert à diviser les résidus avant le turbinage.

21. Les *chaudières à vapeur* sont des réservoirs en cuivre à deux fonds. Elles doivent pouvoir contenir au moins une cuite. Pour le raffinage, il est nécessaire d'avoir au moins deux chaudières ; celles-ci sont disposées au-dessous des chaudières à vide.

22. *Fours à chaux*. Ce sont des fourneaux à cuve dans lesquels on cuit la chaux devant fournir l'acide carbonique. Un tel fourneau a de 5 à 6 *m* de haut et de 1 à 2 *m* de diamètre intérieur ; habituellement 3 foyers. Il peut être traité avec ce fourneau, par jour, 2400 *kg* de chaux pour la défécation. Dans un fourneau à feu continu, il faut de 23 à 25 *kg* de coke pour cuire 50 *kg* de chaux. Dans un

four à chaux, avec foyer à gaz Siemens, il faut à peu près la même quantité de houille. 5000 *kg* de betteraves, traitées par jour, demandent 150 *kg* de chaux vive ou caustique et 119 *kg* d'acide carbonique. C'est-à-dire, il faut pour cette quantité de betteraves environ 300 *kg* de chaux calcaire.

23. *Noir animal.* Par une bonne calcination, on peut retirer des os verts de 58 à 62 °/₀ de noir d'os. La revivification du noir d'os se fait par la fermentation. La fermentation humide dure de 6 à 7 jours, la fermentation sèche de 8 à 12 jours. Le noir revivifié doit contenir de 6 à 8 °/₀ de chaux calcaire (pas moins de 5 °/₀ et pas plus de 13 °/₀.) 1 *kg* d'acide chlorhydrique, ayant 1,16 à 1,17 de densité, peut décomposer 0,44 de chaux calcaire. C'est-à-dire, 1 *kg* de chaux calcaire demande 2,25 *kg* d'acide chlorhydrique. On compte, par 50 *kg* de noir, de 17 à 20 litres d'eau, et par 1145 *l* de sirop, traversant les filtres, il faut 5 *kg* d'acide chlorhydrique. Après la fermentation on lave le noir animal.

Une machine à laver système *Hoffmann* peut traiter de 7 à 9 *t*, celle du système *Klusemann*, 15 *t* en 24 heures. Une machine à laver demande de 7 à 9 m^2 de surface. Après le lavage, le noir est soumis à la calcination dans des fours à revivifier. 1 tube du four Schatten peut rendre 360 *kg* par 24 heures. Le four Blaise fournit 200 *l* de noir revivifié en 24 heures par tube; la quantité de noir renfermée dans les tubes *Blaise*, étant plus faible, le produit est mieux calciné que dans le four *Schatten*. Pour calciner 3 à 4 m^3 de noir, en 24 heures, il faut un four Schatten à 25 tubes. La perte en noir, due à chaque revivification, est d'environ 3 à 5 °/₀. 100 *kg* de noir d'os demandent, pour être revivifiés, de 15 à 20 *kg* de houille.

24. *Machines à vapeur.* Voici la liste du travail nominal nécessaire pour un traitement journalier de 50 *t* :

α. *Dans le traitement de la betterave par le pressage*, il faut : pour la machine à laver, 2 chev.-vap; pour chaque râpe, 9 chev.-vap.; pour l'élévateur, 1 chev.-vap.; pour chaque 4 presses, 6 chev.-vap.; en tout : 18 chev.-vap.

β. *Dans le traitement par diffusion*, il faut : pour la machine à laver, 2 chev.-vap.; pour l'élévateur, 1 chev.-vap.; pour chaque coupe-racines, 3 chev.-vap.; pour chaque presse Klusemann, 2 chev.-vap.; total : 8 chev.-vap.

γ. De plus, pour la commande de la pompe à acide carbonique, il faut 5 chev.-vap.; pour la pompe à air, 6 chev.-vap; pour la pompe à eau, 4 chev.-vap.; pour la pompe nourricière des chaudières, 1 chev.-vap.; pour les turbines centrifuges, 6 chev.-vap.; en tout : 22 chev.-vap.

25. *Chaudières à vapeur.* Pour un traitement, par jour, de 50 *t* de betteraves, on doit construire des chaudières correspondant à 40 chev.-vap. dans le cas de traitement par presses, et de 30 chev.-vap. dans le cas de traitement par diffusion.

Pour l'évaporation des jus, on peut encore compter de 82 à 90 chev.-vap., de telle sorte que, dans le traitement par presses, il faut 122 à 130 chev.-vap., et dans celui par diffusion, 112 à 120 chev.-vap.

On doit avoir ainsi une surface de chauffe respectivement égale à 260 et 240 m^2 (en comptant 2 m^2 pour 1 chev.-vap.)

La surface de grille correspondante est respectivement de 10,4 et 9,6 m^2 (en comptant 0,2 m^2 de surface de grille pour 5 m^2 de surface de chauffe.)

26. *Houille.* Pour chaque 50 *kg* de betteraves transformées par jour en sucre blanc, raffinerie comprise, il faut de 15 à 20 *kg* de houille. Dans les fabriques de sucres bruts, il suffit de 10 à 15 *kg*.

27. *Eau.* Dans les fabriques à presses, il faut, pour chaque 5000 *kg* de betteraves traitées par jour, une quantité d'eau de 4,5 à 6 m^3 par heure; dans les fabriques, par voie de diffusion, il faut une quantité d'eau supérieure correspondant au nombre et à la capacité des diffuseurs.

V. FABRICATION DU GAZ D'ÉCLAIRAGE

a Charbons employés pour la fabrication du gaz d'éclairage ; leurs rendements.

α. *Rendement en gaz.*

1. La *quantité* de gaz, engendrée par un charbon déterminé, dépend en général de la quantité de gaz hydrogène excédant celle nécessaire à la formation de l'eau.

Plus on chauffe en commençant, plus on produit dans les premières heures, mais plus aussi le rendement, dans les dernières heures, est amoindri. La distillation de 1000 *kg* de houille de Westphalie donne au total 270 m^3 de gaz qui se dégagent comme suit :

dans la 1re heure	124 m^3	de gaz de	0,533	de densité,
2e »	85 »	»	0,410	»
3e »	48 »	»	0,327	»
4e »	13 »	»	0,368	»

Pour le rendement quantitatif en gaz des différents charbons, voir tableau de la page suivante.

2. Le rendement *qualitatif* du gaz, au point de vue spécial de son

pouvoir éclairant, dépend de la proportion de certains gaz qui entrent dans sa composition et qui sont, d'après *Bunsen*, l'hydrure d'acétyle ou gaz oléfiant ou bicarbure d'hydrogène C_2H_4, le propylène C_3H_6 et la vapeur de benzol C_6H_6. L'analyse, par Bunsen, de 100 parties en volume du gaz d'éclairage de Heidelberg, a donné :

Gaz oléfiant	2,55	Oxyde de carbone . . .	8,88
Propylène.	1,21	Acide carbonique . . .	3,01
Vapeur de benzol . . .	1,33	Azote	2,15
Hydrogène	46,00	Oxygène	0,65
Protocarbure d'hydrogène	34,02	Total	100

Rendement qualitatif dans les différentes périodes de la production

Expériences de la *Deutsche Continental-Gaz-Gesellschaft.* (*D. C. G. G.**)

(Houille de Westphalie.)

Corps contenus dans 100 parties en vol. de gaz.	1re heure	2e heure	3e heure	8e heure
Acide carbonique CO^2.....	0,50	0,50	0,50	0,00
Hydrogène bi-carboné C_nH_{2n}	8,65	4,46	1,51	1,11
Oxyde de carbone CO.....	3,57	4,27	2,46	1,69
Hydrogène protocarboné CH^4	73,92	51,17	43,94	34,13
Hydrogène H.....	13,56	39.60	51,59	62.07
Densité du gaz.. .. .	0,540	0,400	0,320	0,260

3. Pour la détermination du *pouvoir éclairant* du gaz, on se sert, en Allemagne, du photomètre de *Bunsen*. Comme unité de comparaison, les techniciens allemands ont adopté celle donnée par une bougie de paraffine de 20 *mm* de diamètre, parfaitement cylindrique, et d'une longueur telle que 6 bougies pèsent 500 *gr*. A côté de cela, on emploie encore les bougies de cire de 6 pour 500 *gr*. avec une hauteur de flamme de 42 *mm*. Le gaz est brûlé dans des becs en queue de poisson ou dans des becs à papillon (en ailes de chauve-souris), sous une pression de 5 à 8 *mm*. Le mesurage ou la comparaison repose sur la loi :

« Les intensités de 2 lumières sont entre elles dans le même rapport que le carré des distances auxquelles ces lumières produisent le même effet. »

*) Société continentale allemande.

Comparaison des unités de lumière des différents pays.

Méthode française. Lampe Carcel.	Méthode anglaise. Bougie de spermacéti.	Méthode allemande. Bougie de paraffine.
1,000	7,435	7,607
0,134	1,000	1,023
0,132	0,977	1,000

4. La *densité du gaz* rapportée à l'air est en moyenne de 0,4.

Il y a *explosion* du mélange gaz et air entre les limites : 1 (gaz) : 4 (air) et 1 : 12. La force explosive est maximum pour le rapport 1 : 11.

Le *pouvoir calorifique* du gaz comporte pour les appareils de cuisson ordinaire 5500 calories utilisées par m^3 de gaz. Pour la combustion de 1 m^3 de gaz il faut 6,5 m^3 d'air.

β. *Rendement en coke* *).

Dénomination de la houille.	1 *hl* de houille pèse en *kg*.	100 *kg* de houille donnent en gaz. m^3.	Rendement en coke. en p. cent du volume.	Rendement en coke. en p. cent du poids.	1 *hl* de coke pèse en *kg*.	Nature du coke.
De Westphalie	80—86	27,0—30,38	130—140	60—69	39—42	dense et gros.
De Saarbrück	72—80	26,5—29,12	120—130	57—65	36—40	passabl. dense, mi-gr.
De Basse-Silésie	82—87	25,0—27,34	125—135	65—72	41—47	poreux, passabl. gros
De Haute-Silésie	76—80	27,4—28,4	118—122	62—70	41—45	dense, petits frag. fin.
De Zwickau	77—80	24,9—26,6	105—115	50—60	38—42	poreux et fin.
Houille de Pilsen	73—80	24—27	120—130	50—60	33—37	poreux et fin.
Houille feuilletée de Pilsen	65—70	31—34	95—100	51	33—37	schist. fin, peu de val.
Houille de Falkenau	62—67	31—33,4	50—55	33	40—45	sch., fin, tr. p. de val.

(* Tableau extrait de l'ouvrage de N.-H Schilling « Handbuch für Steinkohlen gas — Beleuchtung. » 3e édition, page 81.

γ. *Rendement en goudron.*

Le rendement en goudron peut varier de 3 à 6 °/₀ du poids de la houille distillée.

Les houilles anglaises et westphaliennes donnent 4 ¹/₄ °/₀,
Les houilles silésiennes et saxonnes » 4 ³/₄ °/₀.

On obtient 10 °/₀ en poids de la houille distillée d'*eaux ammoniacales* à 2,5° B; les houilles silésiennes n'en donnent que 8 °/₀ à 2° Beaumé.

b. Distillation.

La durée de distillation comporte ordinairement 4 heures, en forçant la marche 3 heures. Chargement d'une cornue 75 à 200 *kg* de houille.

α. *Cornues.*

1. La *durée* d'une cornue en terre réfractaire, vernissée ou glacée à l'intérieur, comporte de 2 à 2 ¹/₂ ans. Dans le cas de générateurs, les cornues peuvent durer le double. La terre de cornue se compose d'argile réfractaire

2. Les cornues à gaz ont une section *ovale*, ou mi-circulaire ou en forme de D. Les *dimensions* ordinaires des cornues à section ovale sont : largeur 0,43 à 0,525 *m*; hauteur 0,31 à 0,47 *m*; longueur 2,45 à 2,75 *m* jusqu'à 3 *m*. Le poids d'une cornue comporte 450 à 620 *kg*. L'épaisseur des parois est de 50 à 80 *mm* avec surépaisseur à l'avant (où l'épaisseur atteint jusqu'à 90 et 105 *mm*), en vue de recevoir les boulons de fixation de la tête de la cornue. L'association des gaziers allemands a fixé d'une façon invariable les dimensions normales des cornues à section ovale et en forme de D, comme l'indique le tableau suivant :

Section ovale				Section en D			
N°	Largeur *mm*	Hauteur *mm*	Poids en *kg*	N°	Largeur *mm*	Hauteur *mm*	Poids en *kg*
I	525	380	560—620	V	525	365	510—565
II	525	315	525—580	VI	525	315	490—540
III	470	380	550—600	VII	470	350	490—540
IV	430	350	390—540	VIII	470	315	475—540

3. La *tête de la cornue* conserve la même forme que la cornue; dans le cas d'un couvercle ou tampon circulaire, la tête passe de la forme ovale à la forme circulaire. L'épaisseur des parois de la tête comporte 20 à 26 *mm*. La tubulure d'attente (sur laquelle se fixe le tuyau montant) a de 130 à 155 *mm* de diamètre intérieur.

4. Les *tampons* ou portes en fonte ont 13 à 16 *mm* d'épaisseur; ceux en fer de 6 à 10 *mm*. Au lieu de l'ancien lutage à la terre argileuse et à la chaux, on emploie maintenant des tampons en fonte à bord intérieur tourné (fermeture *Morton*).

5. Le *tuyau d'ascension* ou colonne montante a 130 à 155 *mm* de diamètre intérieur et ne doit pas avoir moins de 105 *mm*. dans sa partie supérieure.

β. *Barillet.*

Il est bon de lui donner une forme en D de 0,46 *m* de large, 0,63 de haut et 13 *mm* d'épaisseur de parois. Dans le cas de générateurs, on prend une section plus forte. La longueur du barillet est dépendante de la grandeur des fours. En outre, on peut faire un barillet par four ou un seul pour tous les fours. Les tuyaux doivent y être plongés de 26 à 40 *mm*.

γ. *Fours.*

1. Dans les petites usines on se sert de fours ayant de 1 à 5 cornues; dans les grandes usines le nombre de cornues est de 6, 7, 8 et plus. La production par cornue, en 24 heures, varie de 85 à 225 m^3, et dans le cas de générateurs, jusqu'à 280 m^3; cette production dépend de la grandeur de la cornue et du degré de chaleur du four.

2. La *voûte* du four, ainsi que toutes les parties de la maçonnerie, en contact immédiat avec le feu, sont en briques réfractaires. Entre les cornues et la voûte, il y a de 75 à 100 *mm*. La distance horizontale entre cornues est d'environ 160 *mm*.

3. *Le foyer* dépend de la nature du combustible et du nombre des cornues. Pour le cas de chauffage au coke et pour un rapport de surface libre à surface totale de grille de 1 : 2, la grandeur de la *superficie* de la *grille* comporte pour un four à

1 cornue	0,12—0,14 m^2	5 cornues	0,19—0,21 m^2
2 cornues	0,14—0,16 m^2	6 »	0,21—0,23 m^2
3 »	0,17—0,19 m^2	7 »	0,23—0,27 m^2

Les fours à 6 cornues de la *D. C. G. G.* *) n'ont que 0,15 m^2, ceux à 3 cornues seulement 0,12 m^2.

*) *Deutsche Continental-Gas Gesellschaft* ou Société continentale allemande.

La largeur des barreaux de grille est de 30 à 40 *mm*; leur longueur environ $^1/_3$ de la longueur des cornues; la hauteur de la couche du combustible sur ces barreaux 0,23 à 0,30 *m*.

4. On donne au *cendrier* une profondeur de 0,3 à 0,45 *m*; il est à maintenir aussi plein d'eau que possible.

La *cheminée trainante*, dans le cas d'une seule série de fours, se trouve derrière ou au-dessous des fours, et dans le cas d'une double série de fours, elle trouve place le plus convenablement au-dessus desdits fours. La section circulaire pour la cheminée verticale est la meilleure; on lui donne comme section le $^1/_3$ à $^1/_2$ de la surface de la grille. Il suffirait, quant à la question du tirage, de donner aux cheminées des grandes usines une hauteur de 20 à 30 *m* et pour celles des petites usines de 15 à 18 *m*.

5. Pour la détermination des dimensions du *bâtiment des fours*, nous donnerons encore les indications suivantes :

Épaisseur de la paroi postérieure, dans le cas d'une seule série de fours, 0,4 à 0,5 *m*.

Épaisseur de la paroi de séparation, dans le cas d'une double série de fours, 0,9 *m*.

Mur terminus d'une série de fours, 1,2 à 4,8 *m*.

Hauteur du bâtiment dans le côté long, environ 6 *m*.

Espace derrière les fours, 1,2 à 2,4 *m*.

Espace en avant des fours, 5 à 7,5 *m*.

Comme réserve, on établit dans les petites installations, 20 à 30 %, et dans les grandes installations 10 % de cornues en plus de ce que l'on a besoin.

δ. *Combustibles.*

1. Le *chauffage à l'oxyde de carbone* tend à supplanter le chauffage direct.

Le principe de ce mode de chauffage est d'engendrer, dans des générateurs spéciaux, de l'oxyde de carbone qui, à son entrée dans les fours à cornues, se mélange à de l'air préalablement chauffé (à 200 jusqu'à 500) et se transforme en acide carbonique sans excédent d'air ni d'oxyde de carbone. Les avantages de ce mode de chauffage, par rapport au chauffage par grilles, résident dans l'économie de combustible, dans le plus haut degré de constance de la température dans les fours et par suite dans la durée plus grande des cornues, et enfin dans l'économie de la main-d'œuvre.

Le *générateur ou gazogène* se trouve, soit en avant du four au-dessous du parquet, soit au-dessous, soit encore en arrière de ce four. La position du générateur, par rapport au four, dépend surtout de considérations locales.

L'épaisseur de la couche du coke, du canal (inférieur) d'arrivée d'air jusqu'au canal de sortie de l'oxyde de carbone, comporte 0,75 à 1,0 *m*. La section de la cuve du générateur du four à 8 cornues de la *D. C. G. G.*, comporte 0,6 à 0,7 m^2; dans le cas de deux fours à 8 cornues accouplés, la cuve a dans le haut une section de 0,95 m^2 et diminuant vers le bas jusqu'à 0,6 m^2. Le fond du générateur peut se trouver, suivant la localité et la mode de construction, de 1,4 à 2,6 *m* au-dessous du parquet de la chambre des fours.

Il est bon de faire une installation de vaporisation d'eau dans la partie inférieure de la cuve, afin de refroidir cette partie et d'empêcher par là la formation de scories.

Le gaz pur, produit par le générateur, doit contenir 34,71 % d'oxyde de carbone et 65,29 % d'azote; en pratique on peut tolérer 3 % d'acide carbonique.

2. La dépense en *coke*, dans le chauffage par grilles, comporte pour 100 *kg* de houille transformée en gaz d'éclairage :

Dans les grandes usines avec fours à 6 cornues et plus 22 *kg* coke,
» » petites » » » à 1,3 et 5 cornues 30—40 » »

Dans les fours à générateurs, la dépense en coke nécessaire pour le même travail est de 13—20 *kg*.

3. Si le chauffage au *goudron* est convenablement disposé, 50 *kg* de goudron peuvent remplacer 2,2 *hl* de coke.

c. Condensation.

α. La *condensation* se fait, soit par la différence de température existant entre l'appareil condenseur et l'air ambiant, soit par une combinaison de ladite condensation (condensation à air) avec la condensation à eau. Dans les condenseurs à air, il suffit de 16 à 20 m^2 de surface de refroidissement pour chaque 1000 m^3 de gaz produit en 24 heures. Dans le cas de refroidissement extérieur par l'air et de refroidissement intérieur par une circulation d'eau, il suffit de la moitié de la surface de refroidissement indiquée. Dans les petites installations, à condensateurs à air, ceux-ci sont de simples condenseurs à tubes ayant 150 à 200 *mm* de diamètre; dans les installations plus importantes, on fait usage de condenseurs annulaires en fer de 6 à 12 *m* de haut, avec cylindre extérieur de 800 à 1200 *mm* de diamètre, et cylindre intérieur de 600 à 1000 *mm* de diamètre. Dans le cas où l'on emploie de l'eau pour la condensation, on fait usage de cylindres en fonte ayant jusqu'à 1 *m* de diamètre et de 6 à 10 *m* de haut, avec tuyaux refroidisseurs intérieurs ayant de 80 à 150 *mm* de diamètre.

β. Les *condenseurs-laveurs*, colonnes à coke ou scrubbers, complètent la condensation en séparant du gaz les dernières traces

d'ammoniaque. Ce sont des cylindres verticaux en fonte ou en tôle de 1 à 3 *m* de diamètre et de 3 à 20 *m* de haut; ils sont divisés suivant leur hauteur par des grilles ou par des tôles trouées horizontales, se trouvant de 150 à 200 *mm* de distance les unes des autres. Ces colonnes sont disposées pour que le gaz subisse dans leur intérieur un lavage à l'eau ammoniacale ou à l'eau pure. La société ou association continentale allemande *D. C. G. G.* indique, pour les « scrubbers, » une dimension telle qu'au moment de la plus forte production, le gaz y séjourne de 8 à 10 minutes.

γ. Outre les condenseurs-laveurs, on emploie, dans certaines localités, des *laveurs* spéciaux dans lesquels on doit bien avoir soin de limiter le plus possible la quantité d'eau de lavage, car, sans cela, le pouvoir éclairant du gaz en souffre. Ces laveurs spéciaux peuvent remplacer les scrubbers.

Les condenseurs, scrubbers-laveurs, etc., doivent être placés dans un espace n'ayant aucune communication (pas de portes, ni de fenêtres) avec la salle des fours.

d. Extracteurs ou aspirateurs.

La place la plus convenable que puissent occuper ces appareils est immédiatement en avant ou en arrière des scrubbers. Les extracteurs rotatifs de *Beale* sont très répandus.

Supposant la longueur égale au diamètre, un seul de ces extracteurs peut, par heure, aspirer

112 m^3 pour 0,3 *m* de long et diam.,
560 » » 0,6 *m* » » » »

pour un nombre de tours respectivement égal à 100 et à 55 par min.

A cause de la variabilité dans la production du gaz, il est nécessaire de pouvoir faire varier le nombre de tours ou le nombre de courses (dans le cas d'extracteurs à mouvement alternatif), au moyen de cônes étagés.

e. Épurateurs.

L'épuration a pour but de séparer du gaz l'hydrogène sulfuré, l'acide carbonique et les dernières traces d'ammoniaque qu'il peut encore contenir.

Le gaz brut ou mal épuré peut contenir : hydrogène sulfuré jusqu'à 2 %; acide carbonique, jusqu'à 4 %; ammoniaque, jusqu'à 1,5 %. Pour débarrasser le gaz de l'hydrogène sulfuré qu'il contient, on emploie presque universellement le peroxyde hydraté de fer ou

hydrate de fer, souvent sous forme de limonite ou fer limoneux.

La revivification du fer hydraté se fait en exposant à l'air les matières sortant des cuves; il faut cependant, après un certain nombre d'opérations, le débarrasser des sels ammoniacaux et du soufre qu'il contient par un lavage à l'eau.

L'appareil épurateur est en fonte; le couvercle, en tôle de chaudières. Celui-ci est réuni à la cuve au moyen d'un joint hydraulique, de 0,3 à 0,8 de haut, assurant la cuve contre les fuites de gaz; pour empêcher le couvercle de se déplacer sous l'action de la pression intérieure, on le fixe à la cuve au moyen de pitons et goupilles, ou par des tourniquets.

La section de chaque cuve doit être au moins suffisante pour qu'avec elle seule on puisse épurer la production complète de 24 heures. On doit avoir au moins deux de ces épurateurs; il est mieux d'en avoir 3 ou 4 reliés entre eux d'une façon telle que l'un quelconque puisse être ouvert, sans pour cela arrêter l'épuration. Chaque appareil épurateur possède de 2 à 4 claies ou grilles, sur lesquelles on dispose la matière épurante. Pour ce qui concerne la dimension de l'appareil, il suffit, dans les grandes usines, que chaque épurateur ait une section de 3,5 m^2 par chaque million de m^3 de gaz fabriqué par an.

La *D. C. G. G.* n'emploie que le fer hydraté (matière de Deike). Avec 1 m^3 de matière, on épure de 8 à 10000 m^3 de gaz.

L'épuration par un lait de chaux ne se fait maintenant qu'exceptionnellement.

L'épuration à la chaux par voie sèche est de plus en plus abandonnée, ou tout au moins les fonctions se limitent à faire disparaître l'acide carbonique que l'épuration à l'hydrate de fer a laissé. A cet effet, on verse de l'eau sur de la chaux anhydre (chaux vive), jusqu'à ce qu'on obtienne une pâte homogène qu'on laisse reposer un jour. Pour 1000 m^3 de gaz, on peut compter environ 88 *kg* de chaux vive; l'extinction de ladite chaux fait doubler son volume; c'est-à-dire que la chaux éteinte occupe un volume double de celui occupé par la quantité de chaux vive y correspondant. On dispose la chaux sur les claies en couche de 50 à 75 *mm* de haut. Les appareils sont les mêmes que ceux précités. Pour chaque million de m^3 de gaz annuellement fabriqué, la section de chaque appareil épurateur doit comporter au moins de 7 à 11 m^2.

Les sels ammoniacaux sont retenus mécaniquement par la matière épurante.

f. Gazomètres.

α. *Cloche.* La capacité utile des gazomètres d'une usine doit être les 50 à 75 % de celle correspondant à la consommation de la plus longue nuit.

En moyenne, on peut compter 6000 m^3 pour la plus forte consommation en 24 heures, correspondant à chaque million de m^3 de production annuelle.

Dans les usines alimentant de gaz les villes dans lesquelles la consommation principale se fait en quelques heures du soir, on compte 3500 m^3 de capacité de gazomètre, au lieu de 3000, pour chaque million de m^3 de production annuelle.

Le gazomètre est en tôle de fer*); son poids comporte de 15 à 20 kg par m^2 de surface de l'enveloppe. Le rapport le plus convenable, entre la hauteur et le diamètre des petits gazomètres, est $^1/_2$; dans les gazomètres à plus fortes dimensions, la valeur de ce rapport doit être diminuée. La pression, ou tension du gaz, produite par le poids du gazomètre, varie de 65 mm à 92 mm de colonne d'eau ordinairement, et cela suivant l'épaisseur des tôles et suivant le rapport entre la hauteur et le diam. du gazomètre. Cette pression du gaz, dans le gazomètre, est exprimée par la formule :

$$p = 1{,}2732\,\frac{W}{d^2} - \left(0{,}1655\,\frac{S\,(H-h)}{Hd^2} + 0{,}78\,h\right),$$

où p représente la pression cherchée en mm de colonne d'eau,

W » le poids de la cloche en kg,

d » le diam. de la cloche en m,

S » le poids du manteau de la cloche, sans la calotte,

H » la hauteur totale du manteau en m,

h » la hauteur du manteau au-dessus du niveau de l'eau (hauteur non immergée), en mètres.

Lorsqu'on fait usage de gazomètres télescopiques, il faut soulager la robe (cylindre extérieur du gazomètre), au moyen de contrepoids, de manière à équilibrer les % de son poids.

La consommation maximum d'une heure comporte 14 %, et dans les villes de fabriques, jusqu'à 17 % de la consommation totale correspondant à 24 heures. Chaque flamme, se trouvant sur le réseau d'éclairage, brûle en moyenne, pendant l'heure de la plus forte consommation, de 0,079 à 0,09 m^3 de gaz. Dans les 14 usines de la *D. C. G. G.*, la consommation annuelle et moyenne d'une flamme de rue = 255 m^3 (limite inférieure 140 m^3, limite supérieure 420 m^3); celle d'une flamme pour éclairage privé = 70 m^3 (limite inférieure 40, limite supérieure 105 m^3).

β. *Citerne ou Cuve.* Il n'existe pas encore de formule, applicable

*) Comparer rivetage des gazomètres, 386.

dans tous les cas, permettant de déterminer l'épaisseur des murs de maçonnerie des citernes. Le tableau suivant (d'après *Schilling*) donne, pour différentes dimensions de citernes, l'épaisseur desdits murs en ne tenant pas compte de la poussée des terres.

Diamètre en *m.*	Hauteur en *m.*	Épaisseur supérieure du mur en *m.*	Épaisseur inférieure du mur en *m.*
10	4—4.5	0,30—0,45	0,90—1.00
15	4,5—5,5	0,45—0,60	1,25—1,50
20	4.5—6,5	0,60—0,75	1,50—2,00
25	6,5—7,0	0,60—0,75	2,00—2,50
30	7,0—7,5	0,75—0,90	2,25—2,75
35	7,0—7,5	0,75—0,90	2,50—3,00
40	7,0—8,0	0,90—1,05	3,00—3,50
45	7,0—8,0	0,90—1,10	3,25—3,75
50	7,0—8,0	0,90—1,10	3,50—4,00

En Angleterre, il a été construit d'immenses citernes entièrement en béton. Si le terrain de fondation est mauvais, on peut employer des citernes en fer.

Le jeu entre la citerne et la cloche comporte de 300 à 600 *mm.*

g. Conduites.

α. *Détermination des diamètres des tuyaux.*

La Société *D. C. G. G.* se sert, à cet effet, des tableaux suivants dont l'exactitude est confirmée par de nombreuses années d'expérience :

I. *Calcul des dimensions des tuyaux dans les conduites des rues.*

Longueur de conduite	Nombre de brûleurs correspondant à une perte de charge de 5 *mm* et à une consommation de 140 *l* par brûleur et par heure. Diamètre de conduite en *cm*.																	
m.	4	6	8	10	12,5	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
10	170	469	962	1681	2937	4633	9511	16615	26210	38533	53804	72226	93991	119280	148265	181111	217975	259009
20	120	332	681	1189	2076	3276	6725	11749	18533	27247	38045	51071	66462	84344	104839	128065	154131	183147
30	98	271	556	971	1696	2675	5491	9593	15132	22247	31064	41700	54266	68866	85601	104564	125848	149539
40	85	234	481	841	1469	2317	4756	8308	13105	19266	26902	36113	46995	59640	74132	90555	108987	129504
50	76	210	430	752	1314	2072	4254	7431	11721	17232	24062	32300	42034	53344	66306	80995	97481	115832
60	69	191	393	686	1199	1892	3883	7783	10700	15731	21965	29486	38372	48696	60529	73937	88988	105740
70	64	177	364	635	1110	1751	3595	5280	9906	14564	20336	27299	35525	45083	56039	68454	82387	97896
80	60	166	340	594	1038	1638	3363	5874	9267	13623	19023	25536	33231	42172	52420	64032	77066	91573
90	57	156	321	560	979	1544	3170	5538	8737	12844	17935	24075	31330	39760	49422	60370	72658	86336
100	54	148	304	532	929	1465	3008	5254	8288	12185	17014	22840	29723	37720	46885	57272	68930	81906
120	49	135	278	485	848	1338	2746	4796	7566	11123	15532	20850	27133	34433	42800	52282	62924	74769
140	46	125	257	449	785	1238	2542	4441	7005	10298	14380	19303	25120	31879	39626	48404	58256	67223
160	43	117	241	420	734	1158	2378	4154	6552	9733	13451	18056	23498	29820	37066	45278	54494	64752
180	40	111	227	396	692	1092	2242	3916	6178	9082	12682	17024	22154	28115	34946	42688	51377	61049
200	38	105	215	376	657	1036	2127	3715	5861	8616	12031	16150	21017	26672	33153	40498	48741	57916
220	36	100	205	358	626	988	2028	3542	5588	8215	11471	15399	20039	25431	31610	38613	46472	55221
240	35	96	196	343	600	946	1941	3392	5350	7865	10983	14743	19186	24338	30265	36969	44494	52870
260	33	92	189	330	576	909	1865	3259	8140	7557	10552	14165	18433	23393	29077	35519	42748	50796

280	32	89	182	318	555	876	1797	3140	4953	7282	10168	13649	17763	22542	28020	34227	41193	48948
300	31	86	176	307	536	846	1737	3034	4785	7035	9823	13187	17160	21777	27069	33066	39797	47288
350	29	79	163	284	496	783	1608	2809	4430	6513	9094	12208	15887	20162	25061	30613	36844	43780
400	27	74	152	266	464	733	1504	2627	4144	6093	8507	11420	14861	18860	23443	28636	34465	40953
450	25	70	143	251	438	691	1418	2447	3907	5744	8021	10767	14011	17781	22102	26998	32494	38611
500	24	66	136	238	415	655	1345	2350	3707	5449	7609	10214	13292	16869	20968	25613	30826	36629
550	23	63	130	227	396	625	1282	2240	3534	5199	7255	9739	12674	16084	19992	24421	29392	34925
600	22	61	124	217	378	598	1228	2145	3384	4976	6946	9324	12134	15399	19141	23381	28140	33438
700	20	56	115	201	351	554	1137	1986	3133	4606	6431	8633	11234	14257	17721	21647	26053	30958
800	19	52	108	188	328	518	1063	1858	2930	4308	6015	8075	10509	13336	16577	20249	24370	28958
900	18	49	101	177	310	488	1002	1751	2763	4062	5671	7613	9908	12573	15629	19091	22977	27302
1000	17	47	96	168	294	463	951	1662	2621	3853	5380	7223	9399	11928	14827	18111	21797	25901
1100	16	45	92	160	280	442	907	1584	2499	3674	5130	6886	8962	11373	14137	17268	20783	24696
1200	16	43	88	153	268	423	868	1517	2393	3518	4912	6593	8580	10889	13535	16533	19898	23644
1300	15	41	84	147	258	406	834	1457	2299	3380	4719	6335	8244	10462	13004	15884	19118	22717
1400	14	40	81	142	248	392	804	1404	2215	3257	4547	6104	7944	10081	12531	15307	18422	21890
1500	14	38	79	137	240	378	777	1357	2140	3146	4393	5897	7674	9739	12106	14788	17798	21148
2000	12	33	68	119	208	328	673	1175	1853	2725	3804	5107	6646	8434	10484	12806	15413	18315
2500	11	30	61	106	186	293	602	1051	1658	2437	3403	4568	5945	7544	9377	11465	13786	16381
3000	10	27	56	97	170	268	549	959	1513	2225	3106	4170	5427	6887	8560	10456	12585	14954
3500	9	25	51	90	157	248	508	888	1401	2060	2876	3861	5024	6376	7925	9681	11651	13845
4000	9	23	48	84	147	232	476	831	1310	1927	2690	3611	4699	5964	7413	9055	10899	12950
5000	8	21	43	75	131	207	425	743	1172	1723	2406	3230	4203	5334	6631	8100	9748	11583
6000	7	19	39	69	120	189	388	678	1070	1573	2197	2949	3837	4870	6053	7394	8899	10574
7000	6	18	36	64	111	175	359	628	991	1456	2034	2730	3553	4508	5604	6845	8239	9790
8000	6	17	34	59	104	164	336	587	927	1362	1902	2554	3323	4217	5242	6403	7707	9157

II. *Calcul des dimensions des tuyaux dans les conduites privées*

Longueur de conduite en m.	Nombre des brûleurs correspondant à une perte de charge de 5 mm. et à une consommation de 160 *l* par brûleur et par heure. Diamètre de conduite en mm.							
	9,5	13	16	19	25,5	32	38	51
2,5	8	17	30	46	96	170	261	546
5	5	12	21	32	68	120	185	386
10	4	8	15	23	48	85	130	273
15	3	7	12	18	39	69	106	223
20	2	6	10	16	34	60	92	193
25	2	5	9	14	30	53	82	172
30	2	5	8	13	27	49	75	157
35	2	4	8	12	25	45	70	146
40	2	4	7	11	24	42	65	136
45	1	4	7	10	22	40	61	128
50	1	4	6	10	21	38	58	122
60	1	3	6	9	19	34	53	111
70	1	3	5	8	18	32	49	103
80	1	3	5	8	17	30	46	96
90	1	3	5	7	16	28	43	91
100	1	2	4	7	15	26	41	86
110	1	2	4	7	14	25	39	82
120	1	2	4	6	13	24	37	78
130	1	2	4	6	13	23	36	75
140	1	2	4	6	12	22	35	73
150	1	2	3	6	12	22	33	70
160		2	3	5	12	21	32	68
170		2	3	5	11	20	31	66
180		2	3	5	11	20	30	64
190		2	3	5	11	19	30	62
200		2	3	5	10	19	29	61

Explications relatives au tableau I. Les nombres de brûleurs indiqués dans ce tableau ont été calculés au moyen de la formule

$$Q = 0{,}6658\, d^2 \sqrt{\frac{hd}{sl}},$$

où

Q désigne la quantité de gaz en m^3 qui s'écoule en une heure par le tuyau considéré (1 brûleur = 140 *l*).

d le diamètre du tuyau en *cm*.

h la perte de charge ou de pression en *mm* de colonne d'eau.

s la densité du gaz rapportée à l'air (= 0,4) et l la longueur de la conduite en *m*.

Q ne change pas si le rapport $\frac{h}{l}$ demeure constant en même temps que le diamètre d.

Si on veut obtenir la perte de charge ou perte de pression pour une conduite, de diamètre et de longueur donnés, qui doit alimenter à son extrémité un nombre de becs déterminé, on procède comme suit : On cherche pour le diamètre donné le nombre de becs se rapprochant de celui qu'on désire alimenter, et en regard on lit la longueur de la conduite y correspondant ; on divise la longueur donnée de la conduite par cette longueur et on multiplie le quotient par la perte de charge qui a servi de base à l'établissement du tableau (= 5 *mm*).

Si on veut chercher le diamètre d'une conduite de longueur donnée qui doit à son extrémité alimenter un nombre déterminé de becs en subissant une perte de charge donnée, on opère comme suit : On divise la longueur donnée de la conduite par le quotient de la division de la perte de charge donnée par la perte de charge pour laquelle le tableau a été calculé (5 *mm*) ; ceci fait, on cherche dans la colonne verticale des longueurs le nombre se rapprochant le plus du résultat de l'opération indiquée, on parcourt ensuite la ligne horizontale correspondant à ce nombre jusqu'à ce qu'on trouve le nombre de becs se rapprochant le plus de celui donné et au haut de la colonne contenant ce nombre, on lit le diamètre cherché.

Pour chaque 9,6 *m* de différence de niveau entre deux points de la conduite, l'augmentation ou diminution de pression due au poids du gaz comporte 5 *mm* de colonne d'eau.

Explications concernant le tableau II.

Les nombres de brûleurs indiqués par le tableau II ont été calculés par le moyen de la formule

$$Q = 0{,}0021006\, d^2 \sqrt{\frac{hd}{sl}},$$

où Q représente la quantité de gaz en m^3 s'écoulant par heure par le tuyau (1 brûleur = 160 *l*).

d le diamètre du tuyau en *mm*.

h la perte de charge ou de pression en *mm* de colonne d'eau.

s la densité du gaz rapportée à l'air (= 0,4) et

l la longueur de la conduite en *m*.

Dans le calcul de ce tableau, on a pris comme base une consommation de 160 *l* (= 5,65 pieds cubes angl.) par flamme et par heure, parce qu'on doit considérer que dans l'éclairage privé tous les becs installés brûlent à certains moments à plein débit.

Dans le tableau I, 140 *l* (= 4,94 *pcb* angl.) a été pris pour base comme consommation horaire par flamme parce que, sur les conduites des rues, les becs ne brûlent jamais tous ensemble ou bien ils ne consomment pas à plein débit.

Comme nous l'avons fait remarquer pour le tableau I, on peut alimenter avec 2 conduites de même diamètre, le même nombre de flammes si les pertes de charge des deux conduites sont entre elles dans le rapport des longueurs des conduites.

La différence des pressions, dans une conduite entière, doit autant que possible ne pas dépasser 5 *mm*. Il faut éviter autant que possible les courbures et coudes brusques ; dans les endroits où on ne peut les éviter, on doit augmenter un peu le diamètre des tuyaux. Des

tuyaux de 6,5 *mm* de diamètre ne sont employés que pour des conduites très courtes alimentant seulement un bec.

Pour les conduites allant des tuyaux de la rue aux compteurs, ou branchements, on peut également se servir du tableau II.

β. *Matériaux des conduites.*

Les tuyaux des conduites de gaz, dans les rues, sont habituellement en fonte; les joints sont rendus étanches par de l'étoupe et du plomb coulé dans les tulipes venues de fonte à l'une des extrémités des tuyaux, ou bien, l'étanchéité est assurée par des rondelles en caoutchouc, ce dernier système simplifie beaucoup le montage et les réparations.

Depuis quelque temps, les conduites en fonte sont remplacées par des conduites en tôle plombée enduites extérieurement d'un bitume préservateur, les coudes sont en plomb. Les tuyaux doivent avoir une inclinaison d'au moins 25 *mm* pour chaque 9 à 10 *m*, et ils sont enfouis dans le sol à une profondeur moyenne de 1 à 1,25 *m*. Aux points les plus bas qui ne doivent pas être à une profondeur au-dessous du sol supérieure à 2 *m*, on dispose des siphons dont le diamètre égale 2 à 3 *d* et dont la hauteur comporte 0,31 à 0,63 *m*. Un tube en fer de 20 *mm*, partant à peu près du fond du siphon et arrivant à la surface du sol, sert à pomper l'eau accumulée dans le siphon.

A l'intérieur des maisons, les conduites de gaz sont en fer ou en plomb jusqu'à un diam. de 50 *mm*. On n'emploie presque jamais de tuyaux en cuivre.

L'épaisseur des tuyaux en fer se détermine par la formule $\delta = 0{,}00057\ dn + 3\ mm$, où n représente le nombre d'atmosphères auquel les tuyaux sont éprouvés.

La perte de gaz normale subie par *km* de conduite et par heure est de 100 à 200 *l*; la perte totale produite par manque d'étanchéité et par condensation, comporte de 2 à 10 0/0 de la production.

Le *tableau normal* allemand pour les *tuyaux à brides et à emboîtement* se trouve ci-après.

Il est à remarquer qu'une latitude de 15 0/0 pour les pièces de moulage et 20 0/0 pour les coudes est permise, par rapport aux poids donnés par le calcul.

Le rayon de courbure des coudes est égal à $S = 10\ D$, lorsque D est plus grand que 300 *mm*; si ce n'est pas le cas $Q = 5D$.

Dans le cas où l'épaisseur des parois est réduite, le diamètre extérieur des tuyaux doit être conservé.

Les épaisseurs des parois du tableau sont les mêmes que celles des conduites d'eau dans des conditions normales. — (Conférence du 9 décembre 1881, par des délégués de l'association des gaziers et hydrauliciens et de la Société des ingénieurs allemands.)

h. Becs et consommation.

α. Éclairage des rues

Les becs les plus convenables sont ceux dits en ailes de chauve-souris ou à papillon ou becs fendus, et ceux dits en queue de poisson ou becs à deux trous (becs Manchester). Du moment que ces becs ont la même pression ou charge d'écoulement qui, dans les rues, ne doit pas être inférieure à 6,5-7,5 *mm*, ils ont à peu près le même rendement utile. Chaque bec de rue consomme de 0,1 à 0,2 m^3 à l'heure *). Les becs les plus employés sont ceux brûlant 0,14 m^3 à l'heure. Dans les derniers temps, on emploie de plus en plus, pour les becs des rues, les régulateurs de pression ou de volume appelés *rhéomètres*.

La Société *D. C. G. G.* emploie, à cet effet, le rhéomètre *Giroud* d'une façon générale. On dispose les lanternes à gaz de 0,14 m^3 à l'heure (hauteur de la flamme 32 *mm*, largeur 67 *mm*), à une distance les unes des autres d'environ 37 *m*, à une hauteur au-dessus du sol de 3 à 3,5 *m*, et à une distance des murs au moins égale à 1 *m*. La lumière fournie par un tel bec égale environ 1,1 carcel.

β. Éclairage privé.

Pour l'éclairage privé, on se sert des becs précédemment indiqués, avec consommation horaire de 0,1 à 0,28 m^3. Pour les grandes flammes on se sert du bec fendu. La pression ou charge d'écoulement peut être réduite jusqu'à 5 *mm* et 6,5 *mm*, surtout lorsque la flamme est entourée d'un globe.

En général, on peut dire que plus la pression d'écoulement est faible, plus le pouvoir éclairant est grand.

En dehors des becs précités, on emploie encore le *bec Argand*, de 24 à 40 trous, avec consommation horaire de 0,1 à 0,2 m^3.

Les meilleurs becs allemands, système Argand, ont 32 à 40 trous de 0,8 *mm*, avec diamètre de couronne circulaire de 18 à 20 *mm*. Les anglais, donnant le meilleur résultat, sont ceux de 24 trous de 1,25 à 1,6 *mm* de diamètre.

La pression donnant le pouvoir éclairant maximum dépend de la disposition du bec Argand et peut varier de 5 à 10 *mm* **).

---

*) Récemment, ont paru les brûleurs régénérateurs de Siemens avec consommation de 4 m^3 à l'heure avec économie de gaz notable (environ 35 %).

**) On peut faire usage avec de grands avantages du brûleur Siemens pour l'éclairage privé (il peut servir en même temps pour la ventilation) et des becs Wenham basés sur le même principe.

Tableau normal des tuyaux à brides et à emboîtements

de la Société des ingénieurs et de l'Union des gaziers et hydrauliciens allemands

Diamètre intérieur D	Épais. de paroi normale S pour pression de trav. = 10 atm.; pression d'épreuve = 20 atm.	TUYAUX A BRIDES										TUYAUX A EMBOITEMENTS						
		Diamètre des brides D_1	Épaisseur des brides f	Diam. de la circonf. des centres des trous des boulons	BOULONS			Longueur d'exécution	Poids approximatif d'un tuyau	Poids approximatif d'une bride avec fermeture	Poids de 1 mètre de tuyau, brides non comprises	Diamètre extérieur de l'emboîtement	Diamètre intérieur de l'emboîtement	Profondeur de l'emboîtement	Poids du mètre emboîtements ou tulipes non comprises	Poids de la tulipe	Poids du mètre courant emboîtements compris	Longueur utile
					Nombre	Diamètre	Diamètre des trous											
mm	*mm*	*mm*	*mm*	*mm*		*mm*	*mm*	*m*	*kg*	*kg*	*kg*	*mm*	*mm*	*mm*	*kg*	*kg*	*kg*	*m*
40	8	150	18	115	4	13	15	2	21,4	2	8,75	120	69	74	8,75	2,0	9,75	2
50	8	160	18	125	4	13,5	17	2	25,5	2,2	10,58	132	81	77	10,58	2,6	11,88	2
60	8,5	175	19	135	4	13,5	17	2	45	2,7	13,26	143	91	80	13,26	3,15	14,83	2
70	8,5	185	19	145	4	13,5	17	3	51,4	2,9	15,20	153	101	82	15,20	3,7	17,05	3
80	9	200	20	160	4	13,5	17	3	61,7	3,5	18,25	164	112	83	18,25	4,32	19,70	3
90	9	215	20	170	4	13,5	17	3	68,8	4	20,30	175	122	86	20,30	5,0	21,83	3
100	9	230	20	180	4	19	21	3	76	4,4	22,32	186	133	88	22,32	5,8	24,25	3
125	10	260	21	210	4	19	21	3	98	5,6	28,94	213	158	91	28,94	7,34	31,38	3
150	10	290	22	240	6	19	21	3	122	6,9	36,45	242	185	94	36,45	8,90	39,06	3
175	10,5	320	22	270	6	19	21	3	149	8	44,38	270	211	97	44,38	10,61	47,90	3
200	11	350	23	300	6	19	21	3	178	9,6	52,91	299	238	99	52,91	12,33	57,00	3
225	11,5	370	23	320	6	19	21	3	206	9,9	61,96	315	264	100	61,96	14,32	66,73	3
250	12	400	24	350	8	19	21	4	238	11,6	71,61	351	291	101	71,61	16,32	77,09	4
275	12,5	425	25	375	8	19	21	4	273	12,9	82,30	378	317	102	82,30	19,12	88,67	4
300	13	450	25	400	8	19	21	4	306	13,7	93,00	406	343	104	93,00	21,93	100,00	4
325	13,5	490	26	435	10	22,5	25	4	343	17,2	102,87	433	368	105	102,87	24,91	111,17	4
350	14	520	26	465	10	22,5	25	4	376	18,9	112,75	460	394	106	112,75	27,90	122,06	4
375	14	550	27	495	10	22,5	25	4	415	21,5	124,04	489	421	107	124,04	30,00	134,04	4
400	14,5	575	27	520	10	22,5	25	4	456	22,6	136,85	518	448	109	136,85	34,00	147,21	4
425	14,5	600	28	545	12	22,5	25	4	484	24,5	145,16	545	473	110	145,16	37,27	157,58	4
450	15	630	28	570	12	22,5	25	4	539	26,5	162,00	573	499	111	162,00	40,45	175,53	4
475	15,5	655	29	600	12	22,5	25	4	582	28,6	174,84	600	525	112	174,84	44,09	189,54	4
500	16	680	30	625	12	22,5	25	4	624	30,7	187,68	628	551	114	187,68	47,74	204,13	4
550	16,5	740	33	675	14	26	28,5	4	723	39	214,97	682	603	116	214,97	55,33	233,43	4
600	17	790	33	725	16	26	28,5	4	813	42	243,28	736	655	119	243,28	63,52	264,46	4
650	18	840	33	775	18	26	28,5	4	916	43	276,60	791	707	122	276,60	73,47	301,08	4
700	19	900	33	830	18	26	28,6	4	1034	50	311,27	846	759	125	311,27	84,63	339,45	4
750	20	950	33	880	20	26	28,5	4	1148	53	347,96	897	812	127	347,96	94,40	379,44	4
800	21	1020	36	940	20	29,5	32	4	1297	68	387,18	949	866	129	387,10	104,64	421,98	4
900	22,5	1120	36	1040	22	29,5	32	4	1567	74	472,81	1066	968	134	472,81	135,94	518,15	4
1000	24	1220	36	1140	24	29,5	32	4	1872	96	560,00	1177	1074	140	560,00	168,47	616,21	4

Lorsque la fonderie fournit des tuyaux dans lesquels l'excentrage du noyau produit une diminution dans l'épaisseur des parois de 25 °/₀ ou bien lorsqu'ils ont 3 °/₀ en moins du poids normal, ces tuyaux doivent être refusés comme impropres à la canalisation.

γ. *Comparaison des becs.*

Pour le choix des becs à faire pour l'éclairage d'un endroit, il faut, en dehors de la pression disponible et de la consommation, tenir compte de la qualité du gaz.

Plus un gaz est riche en carbone plus il est dense (ce qui revient au même), plus l'orifice de sortie doit être petit, et réciproquement, plus un gaz est pauvre en carbone, et par suite moins il est lourd, plus aussi l'orifice de sortie doit être grand. Lorsque le gaz est riche en carbone, le meilleur pouvoir éclairant est donné par le bec à trou ou à queue de poisson, et, dans le cas contraire, c'est-à-dire, dans celui où le gaz est pauvre en carbone, le meilleur rendement est donné par le bec fendu ou bec papillon.

Pour une intensité de lumière équivalent à 14 bougies de spermacéti (ou 1,876 carcel), et par heure, voici les résultats d'expériences faites en Angleterre :

	Gaz de houille de New-Castle	houille de Kilkenny *)
Becs à papillon	0,165 m^3	0,092 m^3
» en queue de poisson	0,160 »	0,089 »
» Argand (16 trous)	0,140 »	0,083 »

Tableau sur la durée d'éclairage en heures, pendant les différents mois et durant l'année entière.

Périodes d'éclairage	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre	Janvier	Février	Mars	Année entière
Du coucher du soleil à 8 h. du soir	36	6	—	—	21	54	87	117	140	125	89	67	742
9 » »	66	37	20	25	52	84	118	147	171	156	117	98	1091
10 » »	96	68	50	56	83	114	149	177	202	187	145	129	1456
11 » »	126	99	80	87	114	144	180	207	233	218	173	160	1821
12 » »	156	130	110	118	145	174	211	237	264	249	201	191	2186
2 » matin	216	192	170	180	207	234	273	297	326	311	257	253	2916
4 » »	276	254	230	242	269	294	335	357	388	373	313	315	3646
Jusqu'au lever du soleil à partir de 4 h. du m.	32	3	—	—	24	51	75	103	154	125	92	69	728
5 » »	2	—	—	—	—	21	44	73	123	94	64	38	459
6 » »	—	—	—	—	—	—	13	43	92	63	36	7	254

*) Houille grasse à longue flamme.

δ. *Compteurs à gaz.*

Le volant est déterminé habituellement pour ne pas faire plus de 100 tours par heure. La congélation de l'eau, dans les compteurs, peut être empêchée par l'emploi de sels, d'alcool ou de glycérine.

En France et en Allemagne, les compteurs *à eau* sont généralement employés. En Angleterre, on fait usage de plus en plus de compteurs *secs* qui pénètrent peu à peu aussi en Allemagne.

DOUZIÈME PARTIE

MÉTALLURGIE DU FER

I. MATÉRIAUX RÉFRACTAIRES

1. Les *pierres artificielles* sont faites en argiles réfractaires (apyre). Plus l'argile est riche en acide silicique $Si\,O_2$, plus elle est maigre. Suivant le mode d'extraction de l'argile, on la laisse en tas, ayant au maximum 4,5 *m*, exposée à l'air pendant 2 à 4 ans; ensuite elle est lavée, pétrie et moulée.

Si l'argile renferme du sulfure de fer jaune ou pyrite, elle est inutilisable comme pierre réfractaire; il n'est pas bon non plus que l'argile contienne beaucoup d'oxyde de fer.

2. Composition de quelques *argiles réfractaires* *; *a*) et *b*) trouvent leur usage dans les hauts fourneaux et dans les fours à coke, et *c*) dans les fours ou fourneaux à puddler et à réchauffer (ou à souder le fer).

	Al_2O_3	$Si\,O_2$	Sable	Fe_2O_3	$Ca\,O$	K_2O	Déchet dû à la cuisson
a)	35,70	38,29	4,40	1,01	traces	1,11	19,49
b)	32,66	36,21	14,20	3,23	0,50	1,56	11,64
c)	17,31	19,99	55,89	0,56	—	0,46	5,70

3. Les matières premières, constituant les *briques de Dina*, sont :

Al_2O_3	$Si\,O_2$	Fe_2O_3	$Ca\,O$	K_2O, Na_2O	H_2O
0,72	98,31	0,18	0,22	0,14	0,35
1,39	97,73	0,48	0,19	0,20	0,50

On mélange à la poudre grossière 1 % de CaO.

*) Pour les noms correspondant aux formules chimiques, voir tableau de l'appendice.

4. *Compositions réfractaires* (*ganister*), *a*) de *Scheffield*, *b*) de *Wales*. Ces compositions peuvent être utilisées directement pour fabriquer des cornues Bessemer; pour briques, il faut ajouter 8 % d'apyre.

	Al_2O_3	SiO_2	Fe_2O_3	CaO	H_2O
a)	4,21	94,40	0,70	traces	0,69
b)	4,23	93,50	0,80	0,26	1,00

5. *Dolomie* ou *dolomite*, de *Hœrde*, pour cornues de Bessemer.

SiO_2	Al_2O_3, Fe_2O_3	$CaCO_3$	$MgCO_3$
2,14	0,62	55,05	42,50

6. *Matières basiques* pour *appareils Thomas*, *a*) de Wittkowitz; *b*) de Duisburg (*Vygen et Cie*); *c*) *briques magnésiques*, d'après *Scheibler*; *d*) d'après *Closson* :

	MgO	CaO	SiO_2	Fe_2O_3	Al_2O_3	P_2O_5
a)	5,19	84.0	4,39	6,03	0,94	0,09
b)	35,12	55,27	5,58	2,84	1,34	0,05
c)	95,99	2,18	1,47			—
d)	96,60	1,94	1,05			—

7. *Matière réfractaire* : 0,3 d'argile en poudre, 0,6 de sable, 0,1 de brique réfractaire ou de sable quartzeux.

8. *Brasque ou bouchage; a*) de Freiberg : 1 partie en volume d'argile + 2 parties de coke en poudre; *b*) de Oberharz : 2 parties d'argile + 1 partie de schiste argileux moulu.

II. COMBUSTIBLES

1. Les combustibles sont des corps qui ont la faculté de se combiner chimiquement avec l'oxygène (ou tout autre comburant), et qui, par cette combinaison, deviennent en général une source de

chaleur et quelquefois de lumière. Nous ne nous occuperons que du comburant qui entre pour environ $^1/_5$ en volume dans l'air que nous respirons; je veux parler de l'oxygène. Nous n'étudierons que les effets calorifiques, qui, dans ce chapitre, seuls nous intéressent.

La puissance calorifique absolue d'un combustible est le nombre d'unités de chaleur, ou calories, développées par la combustion de 1 *kg* de ce combustible.

La puissance calorifique relative ou spécifique d'un combustible est le nombre de calories développées par la combustion de 1 litre de ce combustible. Elle est égale au produit de la puissance calorifique absolue par le poids spécifique du combustible.

La puissance calorifique pyrométrique d'un combustible est le nombre de degrés centigrades correspondant à la température développée par la combustion de 1 *kg* du combustible.

Puissance calorifique absolue due à la transformation :

de C (charbon de bois) en CO_2	8080 cal.	de Fe en FeO	1258 cal.
de C . . . . . en CO	2473 »	de Fe en Fe_2O_3	1887 »
de CO . . . . . en CO_2	2402,7 »	de Fe en Fe_3O_4	1677 »
de H . . . . . en H_2O	34462 »	de S en SO_2	2220 »
de CH_4 en CO_2 et H_2O	13063 »	de Si en SiO_2	7830 »
de C_2H_4 en CO_2 et H_2O	11857,8 »	de P en P_2O_5	5953 »

Chaleur spécifique (celle de H_2O étant 1).

(Voir tableau, page 229.)

Fe_2O_3 . . .	0,170	Al_2O_3. . .	0,21	laitier	0,195
Mn_3O_4. . .	0,165	SiO_2 . . .	0,191	cendres . . .	0,20
MnO . . .	0,191	$MgCO_3$ . .	0,220	gaz des marais CH_4	0,593
SO_2 . . .	0,155	$CaCO_3$ . .	0,215	gaz oléfiant (C_2H_4)	0,404

2. Soient :

c le contenu en C, exprimé en *kg*, de 1 *kg* de combustible se transformant par la combustion en CO_2.

c' celui de 1 *kg* de combustible se transformant en CO

h, w et A les quantités respectives, en *kg* d'hydrogène, d'eau et de cendres combinés chimiquement dans 1 *kg* de combustible.

p et p' les puissances calorifiques absolues du C se transformant respectivement en CO_2 et CO.

p'' la puissance calorifique absolue de H, en calories.

n le poids, en *kg*, de l'azote correspondant à la quantité d'air nécessaire à la combustion.

S, S_1, S_2, S_3 et S_4 les chaleurs spécifiques respectives de CO_2, de CO, de Az ou N, de la vapeur d'eau et des cendres.

$\lambda = 540$, la chaleur latente de la vapeur d'eau (v. p. 230).

En supposant une température initiale des corps intéressés de 0°C,

une pression atmosphérique constante de 760 *mm* de mercure et en admettant que pour la combustion il n'a été introduit que juste la quantité d'air nécessaire; la *puissance calorifique* du combustible ou la température développée par ce combustible en degrés centigrades est :

$$T = \frac{pc + p'c' + (p''h - 9h\lambda)w\lambda}{3{,}67\,cs + 2{,}33\,c's_1 + 9\,hs_3 + ns_2 + ws_3 + AS_4},$$

où

$$(c + c' + h + w + A) = 1 \text{ et } n = (2{,}67\,c + 1{,}33\,c' + 8h)\,3{,}19.$$

Lorsque tout le C se transforme en CO_2, $c' = O$; dans cette dernière hypothèse et en tenant compte des deux relations venant d'être mentionnées, on a

$$T = \frac{2785\,c + 102000\,h - 226w}{c + 0{,}16\,w + 3{,}65\,h + 0{,}07\,A}\ ^*).$$

Le tableau suivant, donnant la puissance calorifique pyrométrique T, a été établi *) à l'aide de la formule ci-dessus.

Combustibles	Composition moyenne				Puissance calorifique absolue	Puissance calorifique pyrométrique	Quantité d'air, à 0° et à 760 *mm*, juste nécessaire pour la combustion de 1 kg, en m^3	Quantité de gaz dégagé par la comb. de 1 kg ; ce gaz étant réduit à la pression de 760 *mm*. et à	
	C	H	H_2O	cendres	C	C		0° C m^3	300° C m^3
Bois séché à l'air. . .	0,396	—	0,594	0,01	2820	1969	3,466	4,201	8,826
Tourbe séchée à l'air .	0,420	0,014	0,516	0,05	3550	2146	4,044	4,759	9,998
Lignite fibreux . . .	0,444	0,009	0,472	0,075	3600	2191	4,123	4,755	9,990
Lignite terreux . . .	0,504	0,018	0,378	0,10	4450	2357	4.884	5,449	11,448
Lignite conchoïdal . .	0,570	0,028	0,352	0,05	5350	2450	5.724	6,313	13,264
Charbon vifougai **). .	0,704	0,031	0,235	0,03	6600	2595	6,977	7,435	15,621
Houille collante ou grasse	0,766	0,041	0,163	0,03	7500	2664	7,782	8,206	17,241
Houille sèche ou maigre	0,796	0,041	0,133	0,03	7760	2688	8,045	8,431	17,713
Anthracite	0,877	0,031	0,072	0,02	8110	2734	8,491	8,744	18,371
Coke.	0,920	—	—	0,05	7430	2774	7,441	8,043	16,898
Charbon de bois . . .	0,880	0,020	0,080	0,02	7750	2104	8,016	8,429	17,709

*) La formule suppose, d'après *Regnault :* que 100 parties en poids d'air atmosphérique se composent de 23,58 O et 76,42 N, tandis que 100 parties en volume se composent de 21,33 O et 78,67 N.

**) Ou houille demi-grasse à longue flamme.

NOTA. — D'après expériences faites en 1869 et renouvelées en 1885, 1 *kg* de houille de Ronchamp séchée à 110°, produit (cendres déduites) plus de 9100 calories de puissance calorifique absolue. (*Revue industrielle*, 1885, p. 151 à 162.)

1 *kg* de *C* brûlant dans *O* et se tranf. en CO_2 engendre 10015° C.
1 *kg* » » l'air » » » 2716° C.
1 *kg* de *CO* brûlant dans *O* et se transf. en CO_2 » 6950° C.
1 *kg* » » l'air » » » 2967° C.
1 *kg* de *H* brûlant dans *O* et se transf. en H_2O » 6744° C.
1 *kg* » » l'air » » » 2694° C.

3. *Tableau donnant le poids et la puissance calorifique utile de différents combustibles* *).

Combustibles	Unité commerciale	Poids d'un m^3 en *kg*	Puissance calorifique utile (pour un contenu d'eau moyen); vaporisation d'eau à 0° produite par m^3 du combust. en *kg*.
Bois de pin. . .	La corde (moule) de 4 m^3; la voie = 2 m^3 (Paris); le stère = 1 m^3 la tonne = 1000 kg.	374—397	1430—1660
Bois d'aune. . .		350	1340
Bois de bouleau .		416	1560
Bois de chêne . .		468	1750
Bois de hêtre . .		465	1690
Bois de charme .		465	1700
Tourbe	La tonne et la corde de 2000 kg.	260—380	950—1390
Lignite . . .	La tonne et l'hectolitre	610—700	2395—1575
Charbon de pin .	id.	194	1360
» de tourbe	id.	285	2020
Coke	id.	520—570	3840—4320
Houille	La tonne	740—960	4975—6945

4. *Description des principaux combustibles.*

α. *Le bois* contient en cendres 1,2 à 2,3 %, en moyenne 1,5 % de son poids. Le bois vert ou fraîchement coupé contient 40 %, et le bois séché à l'air 20 % d'eau hygroscopique; le bois séché à l'air se compose de 40 % de *C*, de 40 % d'eau combinée chimiquement et de 20 % d'eau hygroscopique. La densité absolue du bois (c'est-à-dire la densité de la matière ligneuse proprement dite en soustrayant le volume des pores, etc.,) varie entre 1,48 et 1,53; les densités ordinaires des différents bois sont : bois de charme 0,77, chêne-rouvre 0,71, frêne 0,67, bouleau 0,63, orme 0,57, pin 0,55, aune 0,54, saule 0,53, sapin résineux ou du nord 0,48, mélèze et sapin rouge 0,47, tilleul 0,44, peuplier noir ou franc 0,39.

*) La tonne est toujours supposée à 1000 *kg*.

1 m^3 de bois de	charme	(séché à l'air)	pèse	465 *kg.*
1 »	» chêne	»	»	468 »
1 »	» bouleau	»	»	416 »
1 »	» aune	»	»	350 »
1 »	» pin	»	»	374 à 397 *kg.*

Dans le bois bien entassé on compte comme espace libre (ou jours) compris entre les différents morceaux $^1/_5$ pour les troncs, $^2/_5$ pour les souches et $^4/_{15}$ pour les branches.

Carbonisation : Les meules de carbonisation sont de 80 à 150 m^3, quelquefois, mais rarement, jusqu'à 300 m^3.

Charbon produit : 20 à 25 °/₀ en poids et 50 à 75 °/₀ en volume (en moyenne 55 à 56 °/₀). Il est bon pour la carbonisation de prendre les troncs, les branchages et le bois de souche, dans les rapports 6 : 1 : 3. Les meules de bois tendre ayant de 7,8 à 9,4 *m* de diam., demandent de 2 à 2 $^1/_2$ semaines pour la carbonisation et les meules de 14 à 16 *m* de diam. demandent de 4 à 5 semaines.

Le charbon de bois absorbe environ de 5 à 8 °/₀ d'eau hygroscopique.

La densité absolue du charbon (c'est-à-dire, le volume occupé par les pores étant soustrait), est 1,4 à 1,5. La densité ordinaire ou gravimétrique est environ 0,4; 1 m^3 de charbon de bois pèse de 112 à 144 *kg.*

Les cornues pour la carbonisation du bois ont de 2 à 3 *m* de long, et 0,8 à 1,2 *m* de diamètre intérieur. A Risca, on traite, en 24 heures, 7000 *kg* de bois en consommant 1500 *kg* de houille.

β. *Tourbe.* Elle contient environ 54 °/₀ C, 45 °/₀ H_2O chimique, 1 °/₀ *H* libre; la tourbe renferme de 1 à 30 °/₀ de cendres, et, séchée à l'air, elle contient 25 °/₀ d'eau hygroscopique. Densité = 0,11 à 0,4. 1 m^3 de tourbe (séchée à l'air) pèse de 325 à 410 *kg.*

γ. *Lignite.* Il contient environ 70 °/₀ *C*, 28 °/₀ d'eau chimique et 2 °/₀ *H* libre.

Le contenu en cendres comporte 5 à 10 °/₀; et le contenu en eau hygroscopique 20 °/₀. Densité = 0,8 à 1,5.

1 m^3 de lignite (séché à l'air et en morceaux) pèse environ 780 *kg.*

δ. Les *houilles* sont classées d'après le pour cent (en poids) des parties gazéifiables qu'elles contiennent.

1) 5 à 10 °/₀ de principes gazéifiables ou anthracite maigre : Tirage énergique, peu de flamme, pas de suie, s'approprie bien au chauffage des maisons et des fours à cuve.

2) 10 à 15 °/₀ de principes volatils ou houille demi-grasse (vieille), pauvre en produits gazeux : employée pour le chauffage des chaudières à vapeur; mélangée à des houilles riches en gaz, elle est employée pour la carbonisation.

3) 15,5 à 33,3 °/₀ de principes volatils ou houille grasse (vieille) pauvre en gaz : jusqu'à un contenu de matières volatiles de 20 °/₀ on

a de la houille maréchale (charbon de forge), ou houille à coke; au-dessus de 20 °/₀ on l'emploie dans le chauffage avec flamme.

4) 33,3 à 40 °/₀ de principes volatils ou houille grasse (jeune), riche en gaz; houille à gaz d'éclairage.

5) 40 à 44/4 °/₀ de principes volatils en houille demi-grasse (jeune) riche en gaz pour chauffage avec flamme. Fouailles ou menu charbon pour chaudières à vapeur; forte fumée.

6) 44,4 à 50 °/₀ de principes volatils, ou houille sèche (jeune), riche en gaz pour le chauffage avec flamme. Fouailles pour chaudières à vapeur, forte fumée.

Le contenu en cendres varie en moyenne de 3 à 7 °/₀. Le contenu en eau hygroscopique comporte 5 °/₀. Densité 1,25 à 1,5.

1 m^3 de houille pèse en moyenne 900 à 940 *kg*.

ε. *Cokes.* Si on l'extrait des houilles maigres, on en retire de 55 à 65 °/₀, des houilles demi-grasses 60 à 70 °/₀, des houilles grasses de 60 à 80 °/₀. Les houilles grasses augmentent de 20 °/₀ en volume; les houilles maigres diminuent de 10 °/₀.

Le coke absorbe de 3 à 5 °/₀ d'eau hygroscopique après avoir été sorti des cornues; le contenu en cendres est de 6 à 10 °/₀. Dans la carbonisation, les gaz permanents produits par la distillation et les vapeurs se condensant sont dans le rapport de 11 : 20. — 1 m^3 de coke de houille maigre pèse 528,8 *kg*; 1 m^3 de houille demi-grasse pèse 495 *kg*; 1 m^3 de coke de houille grasse (de meule) pèse 378,4 à 421,6 *kg*; 1 m^3 de coke de houille grasse (de four) pèse 331,5 à 378,4 *kg*.

III. CARBONISATION DE LA HOUILLE

1. *Meules :* 3 à 4 *m* de diamètre, 2 à 3 *m* de haut.

2. *Tas :* 2 à 4 *m* de large, 20 à 50 *m* de long, 1 à 2 *m* de haut.

3. *Fours de Schaumburg*, à Obernkirchen (pour poussière de charbon) : 18 *m* de long, 2,5 de large, 1,5 *m* de haut. Les *trous de tirage* ou *évents* à section carrée ont 0,16 *m* de côté, sont situés à 0,3 *m* au-dessus de la sole du fourneau et sont distants les uns des autres, de milieu en milieu, de 0,8 *m*.

Le charbon est entassé à 0,86 *m* de haut.

Le rendement comporte 116 °/₀ en volume ou 70 à 73 °/₀ en poids. Durée d'une cuisson = 6 jours.

4. *Four à coke, système Appolt.* Un four de ce système contient habituellement 18 chambres de carbonisation, disposées en 2 séries, l'une à côté de l'autre. Chaque chambre contient de 1350 à 1400 *kg*

de charbon. Durée de la carbonisation, 24 heures. Rendement 64 à 66 %.

Prix de revient d'un four = 38000 francs.

Dans un four exécuté dans le district de Saarbrück, chaque chambre mesure de longueur intérieure dans sa partie inférieure 1,25 *m*, dans sa partie supérieure 1,12 *m*; et de largeur intérieure dans sa partie inférieure 0,5 *m*, et dans sa partie supérieure 0,37 *m*.

Les parois de ces chambres sont en pierres réfractaires de 0,15 *m* d'épaisseur et de très bonne qualité; les espaces libres entre ces pierres ont dans la partie inférieure 0,15 *m* et dans la partie supérieure 0,29 *m* de large. La hauteur des passages dans œuvre = 1,9 *m*; la hauteur du four, au-dessus du sol, comporte 7,6 *m*.

Les coupures ou fentes qui conduisent les gaz du four aux espaces libres ont 0,145 *m* de long et 0,026 de haut. La cheminée commune a 0,225 m^2 de section et 4,7 *m* de haut.

Pour éteindre 1 m^3 de coke, il faut 0,42 m^3 d'eau. Le coût de la carbonisation comporte en moyenne 56 centimes par 100 *kg* de coke.

5. *Four, système Coppée :* 9 *m* de long, en moyenne 0,5 *m* de large; du côté de la machine à retirer le coke, la largeur est diminuée de quelques centimètres; du côté opposé ladite largeur est augmentée du même nombre de *cm*.

Les parois des cornues mesurent 0,090 *m* d'épaisseur. Contact très grand des gaz chauffeurs avec la surface de chauffe.

2 fours travaillent ensemble, c'est-à-dire, les gaz du premier four se réunissent à ceux du second sous la sole de celui-ci; de là, après avoir passé sous cette sole et sous la sole du premier four, les gaz arrivent dans le canal commun. Dans les régions du four où règne une haute température, il faut, pour empêcher le tassement des fondations, disposer un appareil de refroidissement de la sole.

Production pour houille de Sarre, environ 2000 *kg* en 24 heures. Rendement jusqu'à 73 % pour une durée de distillation de 24 heures.

Par 1000 *kg* de production, on peut compter 1800 fr. pour frais d'installation, la machine à retirer le coke comprise ainsi que le chauffage et la mise en marche.

IV. FABRICATION DE LA FONTE BRUTE

a. Minerais de fer.

Fer magnétique ou fer oxydulé (Fe_3O_4). Contenu en fer 40 à 60 %. Raclure noire.

Fer oligiste, fer spéculaire, hématite rouge; peroxyde de fer (Fe_2O_3); contenu en fer 30 à 40 %. Raclure rouge.

Limonite, hématite brune, hydrate de fer concrétionné, fer oxydé brun, fibreux, fer en roche friable, roussier, fer en grains; fer oxydé hydraté ($H_6Fe_4O_9$). Contenu en fer 20 à 60 %. Raclure : de jaune feuille morte à brune.

Fer spathique; fer oxydé carbonaté ou proto-carbonate de fer ($FeCO_3$) contenant jusqu'à 11 % de manganèse; contenu 30 à 40 % de fer.

Fer oxydé massif argilifère, fer oxydé carbonaté concrétionné; proto-carbonate de fer, mélangé avec de l'argile, de la marne, du sable, de la chaux, avec des métaux sulfurés et des phosphates. Contenu en fer de 28 à 35 %. Si de la houille entre dans la composition du fer spathique, celui-ci porte le nom spécial de *black-band* ou clavai. Contenu en fer 24 à 30 %.

Déchets de sulfure de fer jaune avec 92 à 94 % de Fe_2O_3.

Scories de loupe, des fours à puddler et à réchauffer avec 40 à 75 % de *Fe*, elles contiennent facilement du *P* et donnent généralement un *Fe* blanc et dur qui n'est pas très bon. Dans le mélange des minerais avec les fondants, on les fait entrer dans une proportion allant jusqu'à 50 %.

Les *gangues* sont le quartz, la chaux, l'argile, la dolomite, la marne, on aime la présence de manganèse dans les minerais (surtout à l'état de péroxyde de manganèse). Les corps dont la présence est redoutée sont : les métaux sulfurés, la baryte sulfatée, le gypse et l'apatite.

Un minerai contenant moins de 20 % *de fer*, ne vaut pas la peine d'être exploité. Mais ces minerais, si la nature de la gangue s'y prête, peuvent être employés comme fondants.

b. Grillage ou calcination des minerais.

Le black-band ou clavai est grillé le plus souvent *en tas à l'air libre* de 1 à 3 *m* de haut, de 6 à 11 *m* de large et de 40 à 60 *m* de long.

La calcination de 550 m^3 dure 4 semaines. Perte en poids 25 à 46 %. Coût du grillage 10 à 17,5 centimes par m^3.

Aire murée, ou case de grillage, pour minerais friables : 6 à 7 *m* de long, 4 *m* de large et de 2 à 3,8 *m* de haut. Les ouvertures carrées dans les parois ont 0,16 *m* de côté et sont distantes de 0,60 *m* les unes des autres. 1 m^3 de minerai exige 50 *kg* de houille.

Fourneaux à cuve : Hauteur 2 à 15 *m*, le plus souvent 3 à 6 *m*. Diamètre au gueulard 2 à 5 *m*. Il faut 1 *kg* de poussière de charbon de bois ou de coke pour 5 à 10 *kg* de minerai.

Les minerais grillés absorbent, après le rôtissage, de 2 à 6 % d'humidité à l'air ambiant.

Fours de grillage à soufflerie de Westmann, à Soderfors : 6,6 *m* de haut, 1,8 de diamètre au gueulard, 2,82 de diamètre au-dessous de l'arrivée du vent; cheminée 8,8 *m* de haut. Pression de l'air ou du vent 6,5 à 9 *mm* de colonne d'eau. Production 45 à 60 *t* en 24 heures. Au commencement, le retirage a lieu toutes les 3 heures; lorsque le minerai commence à ramollir, toutes les 1 à 1 ¼ heures.

Des fours ou fourneaux				
à 5 ouvertures de tirage grillent en		24 heures	de	22,5 à 30 *t*.
6	» »	24 »		27,5 à 36 *t*.
8	» »	24 »		35 à 48 *t*.
10	» »	24 »		45 à 60 *t*.

c. Concassage, broyage ou réduction des minerais en petits morceaux.

1. Au moyen de *massettes*. Un ouvrier, dans une journée de 12 heures, peut concasser

De 2000 à 2250 *kg* de minerais de fer durs,

De 2250 à 3000 *kg* de minerais de fer mi-durs,

Et de 3750 à 5000 *kg* de minerais tendres, de manière à les transformer en fragments de la grosseur de noix.

2. Au moyen de *laminoirs*. Diamètre des cylindres 0,47 à 0,71 *m*. Longueur jusqu'à 1 *m*. Les manteaux des cylindres (en fonte durcie) ont de 40 à 53 *mm* d'épaisseur. Diamètre des arbres (en acier fondu) portant les cylindres à l'endroit des tourillons de 80 à 105 *mm*. Vitesse tangentielle 0,3 à 0,34 *m*.

Résistance à l'écrasement du fer spathique 70 *kg* par cm^2; celle du fer magnétique et du fer oligiste varie de 200 à 300 *kg* par cm^2.

3. Au moyen de *concasseurs*. Les mâchoires sont habituellement en fonte durcie non planes ou dentées.

1 m^3 de pierre calcaire = 1750 *kg* coûte à concasser environ frs 0,40. Un concasseur peut coûter de 2000 à 2500 fr.

Tableau des dimensions de divers broyeurs ou concasseurs de pierres.

Dénomination	Commande par courroie			Commande à la vapeur	
Largeur des mâchoires en *mm* . .	210	300	500	300	500
Amplitude.	160	190	300	190	300
Nombre de tours par minute . . .	200	200	200	200	200
Diam. de la poulie en *mm* . . .	400	550	630	—	—
Largeur « «	80	100	130	—	—
Travail dépensé en chev.-vap . .	2	4	8	4	8
Production approxim. en matière broyée, en kg, pour une largeur de fente au jeu d'environ 50 *mm* . .	1500	3000	5000	3000	5000
Poids approx. de la mach. complète en *kg*.	1500	3000	6500	3300	7000
Poids approx. d'une paire de mâchoire de réserve en *kg*. . . .	60	200	425	200	425

4. Au moyen de *bocards*. Le poids (g) moyen des pilons est de 150 *kg*; leur course $h = 210$ *mm*.

La puissance d'action w d'un pilon exprimée en *kgm* (lorsque f, en *cm*, représente la surface frappante du pilon) est

$$w = \frac{gh}{f} \begin{cases} 0{,}137 \text{ par } cm^2 \text{ pour minerais durs} \\ 0{,}114 \quad » \quad » \quad \text{mi-durs} \\ 0{,}092 \quad » \quad » \quad \text{tendres} \end{cases}$$

D'où l'on peut calculer la valeur de $f = \frac{gh}{f}$.

Chaque pilon fait 60 courses ou mieux donne 60 coups par minute. Jeu entre les soles des bocards, 13 à 20 *mm*. Jeu entre les armures de deux pilons successifs, 26 à 39 *mm*. Nombre des pilons sur un même bâti 3, rarement 5. Colonnes des bocards 160 à 210 jusqu'à 310 et 490 *mm*; hauteur 3,8 à 4,1 *m*. Les cames sont construites en développante de cercle. Effet par seconde $e = \frac{1}{60} gnhN$, où N représente le nombre des pilons, n le nombre de levées par minute. Rendement ou effet utile 75 %.

Par chev.-vap., produit par le moteur, on compte 300 à 350 *kg* de matière concassée. Vitesse de travail 0,392 *m* par seconde. Production au minimum 0,93 à 1 m^3 par 24 heures. Les avantages sont : construction simple et déchets peu considérables; désavantage : grande production de poussière.

d. **Mélange des minerais avec les fondants ou lits de fusion.**

Le contenu en fer du mélange des minerais est habituellement compris entre 25 à 45 %.

La scorie ou le laitier dans les hauts fourneaux à coke est un singulosilicate et dans les hauts-fourneaux à charbon de bois, un bisilicate de chaux joint à de l'argile et à de l'acide silicique (dans les rapports resp. 30 : 14 : 56 et 47 : 15 : 38.)

Fondants. 1. Chaux carbonatée, pierre à chaux avec 56 °/₀ de chaux, densité 2,6 à 2,7; dolomite, carbonate de chaux et magnésie (45,8 °/₀) pour les gangues argileuses, densité 2,8 à 2,9.

2. Bauxite (35 à 70 °/₀ d'alumine) pour minerais à gangue siliceuse et calcaire.

3. Schiste argileux et argile schisteuse (10 à 20 °/₀ d'alumine, 40 à 70 °/₀ d'acide silicique), pour minerais calcaires.

4. Laitier, scories : Laitier frais et fin, scories des fours à puddler 8 à 36 °/₀ d'acide silicique, 50 à 60 °/₀ de protoxyde de fer.

Rapport des scories à la fonte brute 0,7 à 2,1 : 1 (cas extrême 5 : 1). Densité des scories 2,5 à 3.

Dépense en combustible. Pour 100 *kg* de fonte blanche ou d'affinage, on emploie 60 à 100 *kg* de charbon de bois respectivement, 90 à 150 *kg* de coke, 150 à 230 *kg* de houille ou d'anthracite; pour 100 *kg* de fonte grise de moulage, il faut resp. 100 à 150 *kg* de charbon de bois, 100 à 200 *kg* de coke, 150 à 300 *kg* de houille.

e. Hauts fourneaux.

Dans les anciens hauts fourneaux à piliers, on peut prendre pour la *charge*, y compris le contenu, de 1800 à 2000 *kg* par m^2 et par *m* de hauteur du fourneau; dans les anciens et les nouveaux fourneaux à colonne, les nombres susmentionnés sont compris entre 1600 et 1800 *kg*, et dans les nouveaux fourneaux, avec un mur seulement : 1200 à 1600 *kg*.

Les *fondations* les plus profondes consistent en un lit de béton de 1 *m* d'épaisseur. Si le sol servant d'assise n'est pas bien stable, il faut que ces fondations aient au moins 1,5 *m* dans les hauts fourneaux à piliers, et 1,5 à 2,5 *m* dans les hauts-fourneaux à colonnes. Les fondations dans les hauts fourneaux à piliers doivent être en saillie de 0,2 à 0,3 par rapport au mur servant de base au fourneau, ou bien dans les hauts-fourneaux à colonnes de 1 à 1,5 *m* par rapport aux arêtes extérieures des socles des colonnes.

Un anneau de support en fonte repose sur des colonnes de 3 à 4 *m* de haut, 350 à 450 *mm* de diamètre et 25 *mm* d'épaisseur de paroi, ou bien sur des poutres en I.

Les patins des colonnes ou poutres sont carrés et ont 1 à 1,2 *m* de côté sur 80 *mm* d'épaisseur. Dans le cas de pièces annulaires (fixées sur des cornières 70 × 9), on prend pour le manteau de la tôle de 6 *mm* d'épaisseur. Si l'on rive les pièces annulaires et les anneaux l'un sur l'autre, alors on prend comme épaisseur de tôle à

la partie inférieure 10 à 12 *mm*, à la partie supérieure 8 à 9 *mm*, les coutures verticales sont à double rivure, tandis que les coutures horizontales ou circulaires sont à simple rivure.

Entre le manteau et la chemise on laisse un jeu de 100 à 200 *mm*, qui, quelquefois, est rempli de décombres, etc. Les chemises libres et verticales (système Büttgenbach) sont maintenues simplement par des anneaux horizontaux (à la chemise : 100 × 20; à l'étalage 130 × 20) reliés par des fers plats (80 × 20) disposés verticalement. — Le manteau protecteur du gueulard a 2 *m* de haut et est en tôle de 5 *mm* d'épaisseur; les consoles de la plate-forme du gueulard ont environ 2,2 *m* de haut et 5 à 6 *mm* d'épaisseur de tôle. L'étalage et l'ouvrage du haut fourneau sont refroidis; dépense en eau 0,1 m^3 par creuset.

Dimensions des pierres constituant la chemise du haut fourneau, partie supérieure : 400 à 480 *mm* de long à l'intérieur, de 240 à 300 *mm* de large et 120 à 180 *mm* d'épaisseur; à l'étalage la longueur desdites pierres est de 500 à 700 *mm*. Les chemises verticales libres ont comme épaisseur de paroi 600 à la partie supérieure et 750 *mm* au ventre avec épaisseur de pierre de 150 à 200 *mm*.

Les parois de l'ouvrage ont 0,9 à 1 *m* d'épaisseur, avec pierres de 150 à 180 *mm* d'épaisseur et 300 *mm* de largeur intérieure. Dans les fourneaux construits avec des pierres de faibles dimensions, les parois de l'ouvrage ont 3 ½ à 4 pierres d'épaisseur, celles de l'étalage 2 ½ à 3 et la chemise 2 pierres d'épaisseur en supposant une largeur de pierre moyenne de 120 *mm*.

Fig. 413.

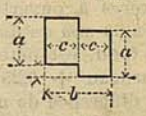
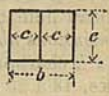


Fig. 414.



La sole est formée de 2 à 4 assises de pierres ou briques posées de champ, ayant la forme de parallélogrammes; elles ont souvent 350 *mm* de haut, 400 *mm* de long et 150 *mm* d'épaisseur.

Les briques de Gleiwitz ont la forme indiquée par les figures 413 et 414 :

$$a = 0{,}32\ m,\ b = 0{,}431\ m,\ c = 0{,}215\ m,\ d = 0{,}084\ m,\ e = 0{,}314\ m.$$

Habituellement la plaque de fond ou pierre de sole a 800 à 900 *mm* de haut et se trouve de 3 à 5 *m* au-dessus du sol de l'usine. Les tuyères en bronze ou en cuivre se trouvent dans des boîtes à eau en fonte à tuyaux.

La dépense en eau par tuyère et par minute, dans les hauts fourneaux à charbon de bois est de 50 à 60 *l*; dans ceux à coke, 100 à 120 *l*; pour les fixe-tuyères, il faut en plus compter de 100 à 120 *l*. *Wedding* conseille 1,5 m^3 par tuyère et par heure, *Fehland* 0,09 m^3 par tuyère et par minute. La caisse ou enveloppe à eau s'arrête à l'ouvrage, tandis que les tuyères y pénètrent de 200 à 400 *mm*. Le nombre des tuyères, dans un haut fourneau à coke, varie de 4 à 8;

pour un diamètre d'ouvrage de 1,3 *m*, on prend 3 tuyères; de 1,3 *m* à 2 *m* de diam., 4, au maximum 5, et pour 2 *m* de diam., 6 ou 7, au maximum 9 tuyères.

Dimensions d'une tuyère à vent ayant par exemple 52 *mm* de diam. de buse :

Longueur 460 *mm*, grand diamètre = 320 *mm*, diam. int. = 200 *mm* ; petit diam. = 210 *mm*, diam. int. 95 *mm* ; le canal à eau de la tuyère 320 *mm* de long et 27 *mm* de haut ; longueur de la partie tournée de la tuyère = 320 *mm*, épaisseur de cette partie = 43 *mm*. Hauteur des tuyères au-dessus de la plaque de fond, dans les fourneaux à coke 1 à 1,10 *m*, dans les fourneaux à charbon de bois 0,7 à 0,8 *m*. — Les tuyères à scories de *Lürmann* sont également en bronze ou en cuivre, ou en fonte avec tuyaux refroidisseurs rapportés. Dépense en eau par min. 0,06 m^3, longueur de la tuyère 150 *mm*, grand diam. 190, petit diam. 140, diam. intérieur au milieu 25 à 40 *mm*, du côté intérieur 35 à 55 *mm*, du côté extérieur 65 à 85 *mm*, épaisseur des parois 10 *mm* ; les tuyères sont en saillie d'environ 80 *mm* à l'intérieur du fourneau. Dans le cas de laitier ou scories fusibles, on fait usage d'une tuyère à ouverture cylindrique de 25 *mm* de diam. Lorsque le laitier est réfractaire, on se sert de tuyères à ouverture conique ayant, à l'endroit le plus étroit, de 40 à 50 *mm* de diam. La hauteur des tuyères, au-dessus de la plaque de fond, est déterminée par le volume de fonte contenu dans le fourneau + 0,25 à 0,33 m^3 de scories de densité 2,5. La distance ou différence de niveau entre les tuyères à vent et celles pour scories doit être au moins de 260 *mm*. En employant des tuyères pour la scorie, on gagne comme rendement en production, 10 à 40 %, on fait une économie de 5 à 10 % de charbon et le service du haut fourneau demande $^1/_3$ d'ouvriers en moins.

Dimensions absolues des hauts fourneaux : Hauteur des hauts fourneaux à charbon de bois, 8 à 10 *m* (en Russie, 15 et 16 *m*) ; dans ceux à coke, 18 à 20 *m*.

Le ventre est habituellement $^1/_3$ a $^1/_2$ de la hauteur du fourneau au-dessus des tuyères ; les diamètres devant les tuyères, au ventre et au gueulard, sont entre eux dans les rapports 1 : 3 : 1,5 dans les fourneaux à charbon de bois, et dans les rapports 1 : 2,9 : 2 dans les fourneaux à coke. Le diamètre dans le plan des tuyères = 1 à 1,9 *m* dans les hauts fourneaux à charbon de bois, et 1,2 à 2,6 *m*, (habituellement 1,8) dans les fourneaux à coke ; dans les hauts fourneaux à anthracite, le diamètre à l'endroit cité = 3 à 3,3 *m*.

La hauteur de l'ouvrage = $^1/_7$ dans les fourneaux à charbon de bois, et de $^1/_8$ à $^1/_7$ dans ceux à coke, de la hauteur totale du fourneau. L'ouvrage, à partir des tuyères, est conique vers le bas de $^1/_{10}$ à $^1/_{12}$ du diamètre dans le plan des tuyères. L'angle des étalages pour le coke = 70 à 75°, lorsque le minerai se réduit difficilement, l'angle en question = 68° ; dans le cas du charbon de bois, l'angle

des étalages = 60°. Hauteur du ventre, au-dessus de la pierre ou sole du fond, 6 à 7 *m*.

Diamètre du ventre $D = 5$ à $5{,}5$ *m*, au maximum 6 *m*. Le rapport le plus convenable de la hauteur totale du fourneau H au diamètre D, est 4 à 4,25 dans les hauts fourneaux à coke, et de 4,5 à 5 *m* pour les hauts fourneaux à charbon de bois. La capacité convenable d'un haut fourneau à coke est de 180 à 200 m^3 pour 20 *m* de hauteur; celle d'un haut fourneau à charbon de bois ne doit pas être supérieure à 70 m^3.

Le tableau ci-après donne les dimensions de plusieurs hauts fourneaux en marche industrielle.

Numéros	Hauts fourneaux	Hauteur totale du fourneau	Hauteur au-dessus de la pierre de sole			Diamètre			
			des tuyères	de l'ouvrage	du ventre	au gueulard	au ventre	à l'ouvrage en haut	à l'ouvrage en bas
		en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*
1	Lölling (Kärnthen): fourneau à charbon de bois pour fonte blanche miroitante	12,5	0,47	—	4,4	0,94	3	—	1,18
2	Königshütte *) (Silésie), fourneau à coke pour fonte blanche	18,8	1,25	—	6,28	3,17	5,65	—	2,67
3	Gleiwitz (Silésie) comme préc.	14,4	0,99	—	5,96	3,92	5,32	—	2,56
4	Henrichshütte près Hattingen. (Westphalie)	17,0	0,76	2,45	5,58	2,98	4,79	1,25	0,89
5	Hoerde (Westphalie)	16,5	0,78	1,70	5,31	2,82	4,81	0,65	0,65
6	Mühlhofen (province rhénane)	15,2	0,78	2,20	6,90	3,30	4,71	1,25	1,10
7	Fourneaux de Büttgenbach à Nyon	15,7	—	2,20	3,77	2,51	5,02	1,88	1,88
8	Mühlheim sur la Ruhr	22,2	1,4	2,15	6,95	5,0	6,4	2,4	2,4
9	Fourneaux à coke de Siegen pour fonte Bessemer	20,0	1,4	1,6	5,4	5,2	5,2	—	1,8
10	Fourn. à coke de Siegen pour fonte blanche miroitante	16,0	1,18	2,20	3,7	2,40	4,6	1,6—1,9	
11	Fourn. à coke de Lorraine pour fonte blanche	19,0	1,256	1,9	4,0	4,0	5,5	1,9	
12	Hauts fourneaux de Westphalie	17,0	1,25	2,0	4,0	3,5	5,0	2,0	
13	Hauts fourneaux de Westphalie pour fonderie de fer	19,0	1,3	1,5	2,3 / 7,0	3,75	5,0	1,9	
14	Vulcanhütte près de Duisburg.	15,75	1,26	—	5,6	4,25	5,4	1,9	
15	Ilsederhütte ; hauts fourneaux n° III	16,22	1,425	2,55	4,0	4,37	5,3	2,04	

Hauteur des étalages

*) Usines royales.

Numéros	Hauts fourneaux	Hauteur totale du fourneau	Hauteur au-dessus de la pierre de sole			Diamètre			
			des tuyères	de l'ouvrage	du ventre	au gueulard	au ventre	à l'ouvrage en haut	à l'ouvrage en bas
		en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*	en *m*
16	Espérance (Belgique).....	15,7	0,78	2,2	6,04	2,51	4,71	1,10	0,94
17	Charleroi (Belgique).....	20,0	0.68	2,04	4,94	2,51	4,47	1,13	1,90
18	Compagnie du chemin de fer d'Orleans (France).....	15,0	0.9	2,7	—	3,0	4,5	2,1	1,6
19	Middlesborough (Anglet.)....	25.6	—	—	—	5,46	7.62	—	2.44
20	Barrow (Anglet.).....	17.6	0,94	—	5,65	3,61	5,18	—	2,20
21	Dowlais (Anglet.) pour houille brute.....	14,1	1,10	2,51	10.36	3,30	5,34	2,51	2,04
22	Gartsherrie (Ecosse) id.....	19,8	—	—	7,6	3,05	4,57	2,13	
			Hauteur du creuset	Angle des étalages				Diamètre du foyer.	
23	Johnstown (Pensylvanie) pour fonte Bessemer à coke.....	21.34	1,828	60°	—	2,514	4.571	1,828	
24	Johnstown (Pensylvanie) pour fonte blanche à coke.....	14,63	1,905	73°	—	2,032	4,013	1,828	
25	Johnstown (Pensylvanie) pour fonte Bessemer à coke.....	22,86	2,438	71°	—	4,724	5,943	2,438	
26	Conemaugh (Pensylvanie) pour fonte Bessemer et pour fonte blanche miroitante à coke..	15,24	2,133	72°	—	2,209	3,454	1,524	
27	Hauts-fourneaux à colonnes à coke (d'après Kerpely).....	20,0	1,2	1,7	6,6	4,0	5.5	1,6	

Remarques concernant le tableau précédent.

N° 2. *Kœnigshütte.* Haut fourneau à paroi intérieure verticale, tuyères à scories de *Lürmann* et appareil de *Parry* (appareil à trémie et à cône obturateur). Le ventre a 3,766 *m* de haut et est cylindrique. Epaisseur des murs de l'ouvrage 0,942 *m*. Rendement des minerais (laitier compris) 32,47 %; pour 100 *kg* de fonte brute, on emploie 131 *kg* de fondant et 183,55 *kg* de coke.

N° 3. *Gleiwitz.* Disposé comme le n° 2. 8 tuyères de 68 *mm* de diam., pression 0,22 *kg* par *cm²*, température 250°. Hauteur des tuyères à scories au-dessus de la plaque de fond 0,732 *m*, hauteur du ventre 2,353 *m*, angle des étalages 74°. Epaisseur de l'ouvrage vertical et isolé 0,941, celle de la paroi intérieure ou paroi de cuve = 0,784 à 0,941 *m*. Capacité : 215,14 *m³*. Dans l'année 1877, ce haut fourneau a produit par semaine 327900 *kg*. Dépense en combustible 128 à 136 *kg* (y compris 12 *kg* de charbon brut) pour 100 *kg* de fonte brute.

N° 8. *Friedrich-Wilhelmshütte à Mühlheim :* La pierre de sole est à 1,4 *m* au-dessus du sol de l'usine, paroi de l'ouvrage 1,2 *m* d'épaisseur. La cuve repose sur des poutres H de 4,55 *m* de haut ayant en bas 0,92 et en haut 0,6 *m* de hauteur de section. Le haut fourneau doit fournir chaque jour de 50 à 60 *t* de fonte brute pour une capacité de 403,5 *m³*.

N° 9. Ce haut fourneau contient 336,2 m^3 et produit par jour 65 *t* avec 5 tuyères et 16,3 *cm* de pression de vent. Angle des étalages 72°5. Pour 1 *Fe* il faut 1,3 coke. Le lit de fusion contient 33,3 0/0 de fer. Le fourneau travaille avec 4 chauffeurs d'air (Whitwell) ayant au total 840 m^2 de surface de chauffe, température du vent : 600° C.

N° 10. Capacité : 143,5 m^3. 4 tuyères : 16,3 à 19 *cm* de pression ; angle des étalages 70°. Hauteur du ventre : 0,8 *m*. Pour 1 *Fe* il faut 1,2 de coke ; le lit de fusion contient 34,25 0/0 *Fe*. I Whitwell, avec tubes suspendus et 350 m^2 de surface de chauffe, température du vent : 450° C.

N° 11. Capacité 285 m^3 ; production : 60 *t*, 7 tuyères, angle des étalages 65°75. Pour 1 *Fe*, il faut 1,08 coke, le lit de fusion contient 30 0/0 de *Fe*, 4 Whitwell à 850 m^2 de surface de chauffe. Dans ce fourneau on traite des minerais luxembourgeois avec 24 à 58 0/0 de *Fe*, 5 à 9 $Si O_2$, 1 à 8 $Al_2 O_3$, 0,7 à 1,5 $P_2 O_5$, 1 à 25 *Ca O* et minette (oolithe de fer calcifère).

N° 12. Capacité 200 m^3 ; production 47,5 *t*. 7 tuyères avec 13,6 *cm* de pression, angle des étalages 69,5°. Pour 1 *Fe*, il faut 1,15 coke. Le lit de fusion contient 30 0/0 de *Fe* ; 2 appareils à tubes suspendus chauffent l'air à 400° *C* avec une surface de chauffe de 400 *m* 2.

N° 13. Capacité 207 m^3 ; production 30 *t*. 6 tuyères avec 20 *cm* de pression ; angle des étalages 78,9°. Pour 1 *kg Fe*, il faut 1,55 *kg* de coke. Le lit de fusion contient 34 à 38 0/0 de *Fe*. Un appareil à tube de 290 m^2 de surface de chauffe élève la température du vent à 500°.

N° 14. *Vulcanhütte*. Capacité 283,5 m^3. La paroi de l'ouvrage a 0,95 *m* d'épaisseur, celle de la chemise mesure 0,68 à 0,55 *m*. Dans les fourneaux dans lesquels on traite principalement les fontes blanches miroitantes ou lamelleuses, le lit de fusion consiste essentiellement en 8250 liv. de minerai, 2150 liv. de chaux et 5000 de coke. Le minerai contient en moyenne 37 % de *Fe* et 10 % de manganèse.

N° 15. *Ilsederhütte*. Les tuyères pour scories sont à 0,438 *m* au-dessous de l'axe des tuyères à vent. La paroi de l'ouvrage a 1,022 *m* d'épaisseur ; celle de la chemise a de 0,753 à 0,480 *m*. Les piliers ont 3,968 *m* de haut. Du milieu du fourneau jusqu'au milieu de la série des piliers 3,213 *m*, jusqu'au milieu du tuyau d'émission des gaz dans le gueulard 3,797 *m* (pour l'appareil pour prendre les gaz du haut fourneau, voir ci-dessous). Le fourneau a une contenance de 260 m^3 ; production journalière 94277 *kg*. Pour 3600 *kg* de coke avec 10 à 13 0/0 de cendres, on a un lit de fusion de 9000 *kg* qui est constitué par 24 0/0 de minerai argileux, 35 0/0 de minerai d'alluvion ou de lavage, 35 0/0 de minerai en fragments et 6 0/0 de scories de réchauffage. Les minerais ont les compositions suivantes :

	$Si O_2$	$Al_2 O_3$	*Fe*	*Mn*	*Ca O*	$P_2 O_5$	$H_2 O$ et pertes dues au chauff.	*S*
Minerai { argileux .	10,7	4.76	40.78	5,27	5,09	2,46	11,61	—
Minerai { calcaire .	3,9	1,00	30.8	3,4	21,61	2,15	7,27	—
Minerai d'alluvion .	4,87	1,02	43,9	—	8,9	4,08	10,14	—
Scorie de réchauffage .	25,95	0,84	50,55	2,15 ($Mn_2 O_3$)	1,17	1,96	—	0,17

La fonte brute contient de 2,75 à 2,82 0/0 de *P*, 0,1 0/0 de *S*, 3,35 à 5,46 0/0 *Mn* et trouve son emploi surtout dans le traitement *Thomas*. On coule 6 fois, on introduit le vent avec 6 tuyères de 315 *mm* de diamètre, tandis que les buses ont 16 *mm* de diam.

N° 22. Le ventre a 3,05 *m* de haut ; production journalière 18 à 19 *t*. 7 tuyères de

57 *mm* de diam. Le vent est à une température de 380° *C* et à une pression de 0,16 à 0,17 *kg* par *cm*².

Le produit est une fonte brute gris foncé à grain grossier. Pour 100 *kg* de fonte brute on emploie 230 *kg* de houille, 139 *kg* de black-band ou clavai grillé, 31 *kg* de fer oligiste et 52 *kg* de clavai. Rendement en fer 45,5 0/0.

Tableau relatif aux hauts fourneaux N^{os} 23 à 26.

	N° 23	N° 24	N° 25	N° 26
Nombre des buses.	4	3	8	3
Diam. des buses en *mm*.	101	76	101	68
Capacité du fourneau en *m*³	209,28	118,24	415,5	80
Production hebdomadaire en *t*.	320	110	600	145
Température du vent en ° C.	450	320	600	500
Diamètre du tuyau pour air froid en *mm*. .	431	330	762	304
« « « chaud . .		431		431
Surface de chauffe du réchauffeur en *m*². .	390	126,76	946,56	315,5
« « de la chaudière en *m*² .	246,8	148,48	519,68	129,92
Diam. de la conduite des gaz en *mm*. . .	1269	—	2133	1066
Machine soufflante : Disposition	vert dir.	à balanc.	vert. dir.	horizont.
Cylindres à vapeur ; nombre.	2	1	3	1
« « diam. en *m* . . .	0,812	0,812	0,863	0,457
« « course « « . . .	1,219	2,743	1,371	1,219
Cylindres à vent ; nombre	2	1	3	2
« « diam. en *m*	1,524	1,828	2133	1,219
« « course « «	1,219	1,828	1,371	1,524
Nombre de tours par min	30	16	20	25

Pour les n^{os} 23 à 26, on emploie pour 1000 *kg* de fonte brute, 1500 à 1600 *kg* de coke, pour fonte brute de Bessemer. Dans le n° 25, le réchauffeur d'air a été établi à raison de 4,6 *m*² de surface de chauffe par *m* ³ d'air.

N° 27. Epaisseur de la paroi de l'ouvrage = 1,1 *m*, la chemise se compose de deux pierres, l'intérieure ayant 632 et l'extérieure 553 *mm* d'épaisseur; jeu entre les pierres 80 *mm*. La pierre de sole a 2,5 *m* de diamètre à la partie supérieure, 2,85 *m* à la partie inférieure et 0,9 *m* de hauteur. La partie supérieure de la plaque de fond est à 2,2 *m* au-dessus du sol de l'usine; les fondations ont 12,8 *m* de diam. à la partie supérieure, 15,6 *m* à la partie inférieure et en tout 5,83 *m* de haut. Du milieu du fourneau au milieu de la série des colonnes ou piliers 3,55 *m*. Collecteur de gaz système Hoff : tube central 1,5 *m* de diamètre. Le cône extérieur a 3,96 *m* de diamètre et 1,12 *m* de haut. La plate-forme du gueulard a 12 *m* de diam. Du milieu du fourneau au milieu des tuyaux d'éconduite (1,5 *m* de diam.): 5,87 *m*.

. Buses ou tuyaux porte-vent.

Angle de convergence des côtés, habituellement 6°. Diam. = de 25 à 130 *mm*, le plus souvent 50 à 80 *mm*. Nombre des buses, 4 à 8.

Pour le calcul de la quantité d'air s'écoulant par les tuyaux porte-vent, voir plus loin le chapitre concernant les machines soufflantes.

g. Régulateurs.

Ce sont habituellement des régulateurs secs ordinaires, à volume constant, de forme cylindrique ou sphérique; ils sont ordinairement en tôle, rarement en maçonnerie. Ils doivent contenir au moins 60 fois le volume de l'air ou vent refoulé par seconde. Dans les longs tuyaux de 1,4 *m* à 1,9 *m* de diamètre, il n'est pas nécessaire d'avoir recours à des régulateurs. Habituellement 3 à 4 hauts fourneaux ont un régulateur commun.

Le rapport de la plus grande variation de pression du vent à la pression moyenne manométrique (degré de régularité), flotte entre 0,04 et 0,06. Le diamètre des régulateurs cylindriques varie de 0,8 à 2,5 *m*. Épaisseur de la tôle, 5 à 10 *mm*.

h. Élévateurs pour gueulards.

Un élévateur ou machine à élever, pour gueulard de hauts fourneaux de grandeur moyenne (16 *m*), exige une force de 2 $^1/_2$ à 3 chev.-vap.; lorsqu'elle dessert plusieurs hauts fourneaux, la dépense en travail par haut fourneau = 1,5 chev.-vap. lorsque la matière doit être élevée de toute la hauteur du fourneau.

Dans les plus grands hauts fourneaux, le travail dépensé peut atteindre jusqu'à 15 chev.-vap. (par exemple dans les usines de Borsig, en Silésie). Une berlaine ou chien en tôle de fer, pèse environ 400 *kg* et une cage d'extraction environ 500 *kg*. La vitesse moyenne comporte 0,53 *m* par seconde. Les plans inclinés font un angle de 25 à 30° sur l'horizontale. Le temps ou durée d'une ascension $t = \frac{s}{v}$; pour ouvrir le véhicule et le vider, il faut 50 secondes.

Élévateur à tonne ou tine pour eau. Dimensions du réservoir à eau (en fer) : 1,36 *m* de diam., 0,785 *m* de haut. Rendement 0,8, c'est-à-dire, que pour avoir une certaine quantité d'eau, on élève 1,25 à 2 fois la charge correspondant à cette quantité.

Élévateur à colonne d'eau. La charge $P = Sh\gamma$, si h représente la hauteur de la colonne d'eau à refouler, γ la densité de l'eau et S la section du piston.

Élévateurs pneumatiques. Rendement $= \frac{p}{p_1}\left(1 + \frac{p_1 - p}{2p}\right)$, où p représente la pression de l'air extérieur, et p_1 celle de l'air intérieur.

i. Appareils à air chaud, ou réchauffeurs.

1. La température de l'air à insuffler est très différente suivant la nature du minerai; cependant, le plus souvent, elle est de 200° à 250° dans le cas de charbon de bois, et de 400 à 800° C dans le cas de hauts fourneaux à coke.

Jusqu'à la température de 450°, on chauffe avec économie dans des appareils en fer, mais au-dessus, il vaut mieux chauffer dans des appareils en pierre. Pour chaque m^3 d'air et pour chaque 100°, on compte, dans le cas d'une basse température, 1,2 à 1,3 m^2 de surface de chauffe de réchauffeur, et 0,75 dans le cas d'une haute température. D'après *Fehland*, une dépense en coke de C tonnes par 24 heures et une température du vent de T° C correspondent en moyenne à une surface de chauffe intérieure de

$$S = \frac{CT}{65}, \text{ et dans l'appareil Whitwell } S = \frac{CT}{50} m^2$$

Vitesse de l'air dans les tuyaux réchauffeurs et de transport = 10 à 11 *m* par sec. Avec l'accroissement de la température, la section des tuyaux doit augmenter d'après la formule $1 + 0{,}00366\ t$, où t représente l'augmentation de température exprimée en °C. Les tuyaux sont toujours en fonte et ont de 13 à 32 *mm* d'épaisseur. Il est convenable, et il est à recommander d'utiliser les gaz s'échappant des hauts fourneaux pour réchauffer l'air (ou le vent).

2. *Appareils à tuyaux horizontaux.* Dans les appareils lorrains, les coudes sont en dehors de l'espace chauffé. Les tubes à section elliptique (petit axe, 0,15 *m*; grand axe, 0,65 *m*; longueur, 2,395; épaisseur de paroi, 25 *mm*; poids, 600 *kg*) sont divisés par des cloisons de 25 *mm* d'épaisseur. Les tubes sont les uns des autres à une distance horizontale de 0,1 *m* et à une distance verticale de 0,2 *m*, et reposent, à leurs extrémités, sur des plaques en fonte.

Les coudes ont une section intérieure ovale de 0,25 *m* de grand axe et 0,1 *m* de petit axe. Un appareil de 42 tubes, ayant au total 127,47 m^2 de surface de chauffe, suffit pour une production de 30 à 35 *t* de fonte brute d'affinage; pour 2 fourneaux, il faut 3 appareils (dont un de réserve). Un appareil coûte environ 12000 fr. Température du vent environ 420°.

Le mastic pour rendre étanche le joint des coudes se compose de 7 parties en vol. de fine limaille de fer, de 2 parties d'argile grasse réfractaire et de vinaigre.

3. *Appareils à tuyaux verticaux :* Les appareils à air chaud, avec tuyaux à pistolet, dans lesquels l'air monte et descend dans le même tuyau, sont plus résistants que les appareils à siphon. Chaque tuyau est, dans le sens de sa longueur, divisé en deux régions par une

cloison, ayant ouverture dans sa partie supérieure, pour pouvoir changer le sens de la marche du vent.

Les appareils doubles à tuyaux à pistolet, installés récemment en Silésie, dans l'usine « Königshütte » ont 52 tuyaux à vent de 4,47 *m* de long. La surface en contact avec le feu est de 239,3 m^2.

La capacité de l'appareil à vent comporte 14,23 m^3 (y compris le réservoir à vent, les lances et les tuyaux-supports); par contre, le volume de la partie touchée par le feu = 9,83 m^3; la longueur du chemin sur lequel le vent est chauffé comporte 21 *m*.

4. *Appareil à tuyaux suspendus :* Les appareils installés dans l'usine « Königshütte » comportent 36 tuyaux à vent de 4,4 *m* de long. La surface touchée par le feu est de 186,3 m^2. Le contenu en vent de l'appareil comporte 8,95 m^3; le volume des parties soumises à l'action du feu = 6,195 m^3.

La longueur du chemin sur lequel le vent est réchauffé = 18 *m*. L'appareil chauffe le vent dans un fourneau à 6 buses de 92 *mm* de diamètre, jusqu'à 437,5°C, avec 0,25 à 0,3 *kg* par cm^2 de pression.

Si l'appareil doit travailler pour 2 fourneaux, on obtient pour une pression de 0,22 à 0,25 *kg* par cm^2, du vent ayant une température allant jusqu'à 312,5°.

5. *Appareil régénérateur à air chaud* : La chaleur spécifique des briques réfractaires, d'après Schinz, comporte 0,2083, et leur densité, 1.8; la chaleur spécifique de l'air = 0,2669, et sa densité = 0,001293. Les capacités calorifiques de volumes égaux de briques réfractaires et d'air sont par conséquent entre elles dans le rapport

$$0.2083 \,.\, 1{,}8 : 0{,}001293 \,.\, 0{,}2669,$$

c'est-à-dire = 0,37494 : 0,0003506.

En moyenne, les capacités calorifiques par 0,031 m^3 sont : pour la fonte, 50, pour les pierres réfractaires, 19, et pour l'air, 0,019; c'est-à-dire, elles sont entre elles dans les rapports 2631 : 1000 : 1.

Les appareils en pierre exigent par conséquent une plus grande superficie (Cowper prend 18 à 20 m^2 par m^3 d'air et Whitwell, 7 à 8 m^2) que les appareils à tubes en fer (1 à 5 m^2 par m^3).

α. *Système Cowper* : Un appareil Siemens-Cowper-Cochrane consiste en un réservoir en fer revêtu de briques, de 470 *mm* d'épaisseur. Un tuyau flambeur de 1,25 *m* de diamètre et ayant des parois de 365 *mm* d'épaisseur est adossé au mur de revêtement. Les cellules ou cases de régénération sont disposées sur les bords, et sont formées de briques de 46 *mm* d'épaisseur, ayant au milieu un trou carré de 100 *mm* de côté. Il faut 3 régénérateurs, dont l'un chauffe bien le vent pendant 1 heure $^1/_2$, tandis que les deux autres sont réchauffés. Pour chaque pied cube par minute, il faut compter 5 pieds carrés de surface de chauffe, pour que les gaz d'échappement aient seulement une température de 66°. On utilise environ $^1/_6$ de la chaleur totale, car les parois minces du régénérateur offrent aux gaz et au vent les $^5/_6$ de leur surface. Pour un prix de 34 dollars pour 1000 briques,

la dépense pour un régénérateur peut s'évaluer à 3 dollars pour chaque pied cube d'air devant être chauffé par minute. Un haut fourneau de 76′ de haut, 28′ de diamètre et ayant une capacité de 20000 pieds cubes, demande, d'après les recherches de *Cochrane*, pour 1 *t* de fer, avec une température de vent de 480°, 25 ½ quintaux de coke; avec 590°, 22 ½ quintaux; avec 700°, 20 ⅞ quintaux, et 20 quintaux pour 800°.

β. *Système Whitwell.* Dans le système Whitwell perfectionné, les gaz montent le long d'une des parois, ils se dirigent ensuite vers le bas, divisés en 5 parties, ils se rassemblent dans une chambre, de laquelle ils montent dans les régions supérieures, d'où enfin ils se dirigent à la cheminée par plusieurs canaux. Par cette simplification de tirage, pour la même surface de base, les hauteurs, et par suite la surface de chauffe de l'appareil, peut être augmentée. *Avantages :* utilisation plus complète des gaz du haut fourneau, nettoyage plus facile, diminution dans la perte de charge (5 *mm* de colonne de mercure, dans les appareils en fer, 10 à 20 *mm*). *Désavantage :* augmentation dans le prix d'installation (par appareil, 25000 frs).

Pour un haut fourneau, on emploie au moins 4 appareils, 3 sont chauffés pendant 4 ½ heures, pendant qu'un se refroidit en 1 ½ heure. Un appareil a une surface de chauffe de 900 m^2, et est constitué par 350 *t* de pierres réfractaires ; on peut alors porter par min. 1000 m^3 de vent à une température initiale de 550°.

L'appareil a 4,6 à 6,7 *m* de diamètre, 8,7 à 18,3 *m* de haut, de 370 à 1735 m^2 de surface de chauffe, ce qui correspond à : 8000 jusqu'à 15400 *kg* de briques première qualité ; 3000 jusqu'à 11700 *kg* deuxième qualité; 8500 jusqu'à 38600 *kg* de fer, et 7000 jusqu'a 10000 *kg* de fonte.

D'après les données de *Whitwell*, une production hebdomadaire de

450 *t*	exige	4	appareils de	6,7*m*	de diam.	soit 105000 fr.
300 *t*	»	3	»	6,7*m*	»	78500 »
250 *t*	»	3	»	5,48*m*	»	60000 »
100 à 70 *t*	charbon	2	»	4,57*m*	»	25000 »
70 à 35 *t*	de bois	2	»	4,57*m*	»	20000 »

Goedecke combine le système à parois longitudinales avec un système à parois transversales, ce qui augmente la surface de chauffe de 50 %.

j. Appareils pour prendre les gaz des hauts fourneaux.

Tension des gaz au gueulard, 11 à 17 *mm* de colonne de mercure. Le cylindre fixe en tôle, à joint étanche sur le bord du gueulard, et suspendu dans celui-ci, mesure de 1,6 à 2,2 *m* de long et de 6 à 9 *mm* d'épaisseur. Distance de ce cylindre à la cuve, 210 à 260 *mm*. La section totale de l'ouverture d'éconduite ou d'échappement, d'après

Truran, $^1/_6$ et de $^1/_7$ à $^1/_8$ de la section du gueulard, si celui-ci mesure de 3 à 4 *m* de diamètre. Un canal en fer conduit les gaz à une conduite (à soupapes de sûreté) également en fer, de 470 *mm* de diam. et de 780 à 840 *mm* dans les hauts fourneaux à fortes dimensions. La vitesse de l'air, dans la conduite d'échappement, = 6 à 8 *m* par seconde.

Dans les *appareils de Parry* (appareils à trémie et à cône obturateur), le diam. de base du cône intérieur = environ $^2/_3$ du diamètre du gueulard, et $^1/_3$ de celui de la petite ouverture du cône tronqué; angle d'éboulement des charges dans le haut fourneau = 35 à 37°.

Appareil pour prendre les gaz des hauts fourneaux, *système Hoff :* Tuyau du milieu, 0,28; entonnoir inférieur du dit tuyau, en bas, 0,7; hauteur de ce tuyau de 0,25 à 0,27 du diamètre du gueulard. Epaisseur de la tôle, 12 à 15 *mm*. Les entonnoirs sont en tôle ou en fonte; dans le premier cas, on les arme aux fermetures, au moyen de bagues ou cercles en fonte.

Appareil pour prendre les gaz des hauts fourneaux, *système Ilseder :* Diamètre du tuyau central d'éconduite, au moins $^1/_3$ du diamètre du gueulard. Si simultanément il n'y a pas d'écoulement latéral, on peut aller jusqu'à 0,4. Le tuyau central plonge environ 2 *m* dans l'intérieur du fourneau. Epaisseur du fer au-dessous du gueulard, 13 à 15 *mm* (13 en haut, 15 en bas); au-dessus du gueulard, l'épaisseur égale 5 *mm*. Dans le fourneau N° 3, de l'usine d'Ilseder, le cylindre du gueulard mesure dans sa partie supérieure 3,31 *m*, et dans sa partie inférieure, 3,77 de diamètre intérieur. Le tuyau central est en porte à faux dans le fourneau de 2,2 *m* à partir du gueulard, il a 2,5 *m* de long, 1,75 *m* de diamètre dans sa partie supérieure, et 1,95 dans sa partie inférieure. Un tuyau conique de 1,1 *m* de long réunit le tuyau dans le fourneau avec celui extérieur qui a 880 *mm* de diamètre.

Les tuyaux d'éconduite latéraux ont 450 *mm* de diamètre. La conduite allant au réchauffeur du vent est composée de tuyaux de 1,25 *m* de diamètre.

Appareil pour prendre les gaz, *système Sattler :* Il trouve son emploi dans les plus vastes gueulards. Pour un diamètre de gueulard de 4,708 *m*, le cylindre de gueulard mesure : en haut 0,418 et en bas 0,497 *m* de diamètre intérieur, de 15 à 20 *mm* d'épaisseur de paroi et 1,883 *m* de haut.

Pour purifier les gaz des hauts fourneaux, on emploie avec avantage les purificateurs par voie humide : Les appareils de Lorraine (*S*) ont une hauteur de 1,2 à 1,7 *m*, un diamètre de 1 à 1,5 *m*, une longueur de 8 à 10 *m*. Dans l'usine Laura, les gaz descendent par un tuyau de 0,942 *m* de diamètre, jusqu'à 0,157 *m* au-dessus du niveau de l'eau, ensuite ils montent dans un premier tuyau circonscrit de 3,148 *m* de diamètre, d'où ils s'échappent latéralement. Epaisseur des tôles, 6 *mm*.

k. Machines soufflantes *).

1. L'air atmosphérique contient en moyenne 0,8 pour cent (en volume) de vapeur d'eau, et 0,04 pour cent (en volume) d'acide carboniqne.

Il faut 4,286 parties (en vol.) d'air pour avoir 1 partie (en vol.) d'oxygène.

Il faut 4,241 parties (en poids) d'air pour avoir 1 partie (en poids) d'oxygène.

Dans nos contrées, le contenu dans l'air de la vapeur d'eau, est minimum en janvier et maximum en juillet. 1 m^3 d'air (pesant 1,2932 *kg*), saturé de vapeur d'eau, en contient :

à — 20° : 1,5 *g*	à 0° : 5,4 *g*	à + 20° : 17,1 *g*
— 15° : 2,1 *g*	+ 5° : 7,3 *g*	+ 25° : 22,5 *g*
— 10° : 2,9 *g*	+ 10° : 9,7 *g*	+ 30° : 29,4 *g*
— 5° : 4,0 *g*	+ 15° : 13,0 *g*	

Le degré de saturation est dans nos contrées à son maximum en décembre (0,862), et à son minimum en août (0,61). L'air sec se dilate pour 1°C de 0,00367 de son volume. 1 m^3 d'air à 0° et sous une pression de 760 *mm* (colonne de mercure) pèse 1,2932 *kg*.

2. *Quantité de vent.* Celle-ci se détermine d'après la quantité de carbone à brûler devant les tuyères, laquelle dépend à son tour de la quantité de fonte brute à engendrer, et des qualités réfractaires du lit de fusion (p. 794).

Pour 1 *kg* de charbon de bois, il faut 9 *kg* d'air à une pression effective de 0,075 atm. (soit 55 *mm* de mercure), dans le voisinage des buses; pour 1 *kg* de coke, il faut 6 *kg* d'air à une pression effective de 0,25 atm. (soit 184 *mm* de mercure). Cette quantité d'air est suffisante pour brûler 60 % du carbone en *CO* et 40 % en CO_2.

D'après la production journalière de fonte brute à produire (5 à 50 *t*), et d'après le nombre des buses, on calcule le poids d'air, en *kg*, nécessaire par minute et par buse, et de là, le volume Q_0 en m^3 de cet air réduit à 0° *C* et à 760 *mm* de mercure.

3. *Pression du vent.* D'après la manière dont la matière se dispose dans l'intérieur des hauts fourneaux à coke, il existe dans ceux-ci une pression $h_2 = 0{,}06$ à $0{,}1$ *m* de colonne de mercure; c'est pourquoi dans la conduite, près des buses, il faut une pression effective d'environ 0,25 *kg* par cm^2 ou $h = 0{,}184$ *m* de mercure.

Par suite de la perte due aux frottements, il faut, d'après *G Schmidt*, une pression h_1 dans le régulateur déterminée par la relation

$$h_1 = \frac{5}{4} h + 0{,}02 \text{ } m \text{ de mercure.}$$

*) Voir aussi pages 214 et 215.

4. *Soufflerie à cylindres.*

α. *Section des cylindres des machines soufflantes à double effet.*

Soient :

S la section du cylindre en m^2,

v la vitesse du piston en m par seconde,

Q_s la quantité d'air en m^3 à introduire dans le fourneau par minute et par buse; cette quantité d'air est supposée à la température et à la pression régnant dans la salle où se trouve la machine soufflante.

z le nombre des buses,

h_1 la pression effective dans le régulateur en m de mercure,

b la hauteur barométrique, en m, dans la salle contenant la machine soufflante. D'après *G. Schmidt*, à cause des pertes dans les conduites et au travers des clapets, et par suite des espaces nuisibles, il faut poser

$$S = 1{,}18 \frac{Qs}{60\,v}\left(1 + 0{,}21 \frac{h_1}{b}\right),$$

tandis que dans les machines soufflantes à tiroir :

$$S = 1{,}25 \frac{Qs}{60\,v}\left(1 + 0{,}21 \frac{h_1}{b}\right)^{*}).$$

β. *La course du piston* des cylindres soufflants est égale au diamètre lorsque celui-ci n'est pas inférieur à 1,6 *m*.

γ. *Vitesse du piston v.* Pour

une course de piston = 1 *m* la vitesse la plus convenable $v = 0{,}8$ p. sec.

» » = 2 *m* » » $v = 1{,}0$ »

» » = 3 *m* » » $v = 1{,}2$ »

Dans la pratique, on dépasse la vitesse la plus convenable de 20 %/₀ et l'on va jusqu'à 2 *m* et plus.

δ. L'*épaisseur des parois* d'un cylindre de 0,94 *m* de diamètre = 20 *mm*, celle de cylindres de 1,57 à 1,88 de diamètre va jusqu'à 40 *mm*.

Le diamètre du piston est de 6 à 9 *mm* plus petit que celui du cylindre soufflant.

ε. Le diamètre minimum de la *tige du piston soufflant* comporte : 52 *mm* pour un diamètre de piston de 0,31 *m*; 60 *mm* pour 0,62 *m* de diamètre de piston; 65 *mm* pour 0,94 *m* de diamètre de piston; 72 *mm* pour 1,25 *m*. etc.

ζ). La section des *clapets*, ou *soupapes d'aspiration*, doit être (d'après *Redtenbacher*), de $^1/_{10}$ à $^1/_9$ de celle du piston; et d'après *V. Hauer*, celle des clapets de *refoulement* doit être égale de $^1/_{15}$ à $^1/_9$ fois la section du piston pour de faibles pressions, pour de plus grandes vitesses de piston.

Le rapport précité doit être égal à $^1/_6$, tandis que la section des

*) *G. Schmidt*, Théories des soufflerie à tiroir.

clapets d'aspiration doit être égale de 1,5 à 2 fois la section totale des clapets ou soupapes de refoulement.

Le rapport des sections des soupapes à celle du piston, dans les soufflerie silésiennes, est égal en moyenne à 1 : 10,7 pour les soupapes d'aspiration, et 1 : 15,6 pour celles de refoulement. En Angleterre, on prend pour ce rapport des valeurs plus considérables; dans une machine Shelton, par exemple, le rapport des sections des soupapes d'aspiration et du piston, est 1 : 2,7, et le rapport des sections des soupapes de refoulement et du piston = 1 : 6,1.

Les soupapes sont le plus souvent des clapets, rarement des soupapes en forme d'assiette. Elles sont appliquées sur leurs sièges sous l'action seule de la pesanteur; le plus souvent, on équilibre une partie du poids des soupapes au moyen de contrepoids ou de ressorts.

η. *Le rendement*, pour une exécution et un entretien soignés, peut dépasser 0,9, cependant en moyenne on ne compte que 0,7.

Les machines verticales, c'est-à-dire les machines à balancier et à action directe, sont celles qui conviennent le mieux pour les hauts fourneaux.

6. *Section de la conduite à vent.*

Cette section doit être égale à $^1/_{20}$ de la somme des sections de tous les cylindres à double effet. Pour la partie de la conduite comprise entre l'appareil réchauffeur et le fourneau, la section doit être augmentée, c'est-à-dire multipliée par le facteur $(1 + 0{,}00367\ t)$, où t représente la température du vent réchauffé en °C.

5. *Calcul de la quantité de vent.*

α. *Etant donnés une machine soufflante et un haut fourneau, calculer la quantité de vent refoulée ainsi que le rendement ou l'effet de la soufflerie.*

Soient :

h_1 la pression manométrique effective du vent (en m de mercure), en supposant le manomètre placé perpendiculairement à la conduite du vent;

h_2 la pression effective régnant dans l'ouvrage du haut fourneau (en m de mercure);

d le diamètre des buses en m.

La quantité d'air, en m^3, par minute; refoulée par buse est

$$Q = 18740\ d^2\ \sqrt{h_1 - h_2}.$$

La quantité de vent Q_0, passant par minute, par buse, réduite à la température 0°C et à la pression 0,76 m de mercure, s'obtient par la relation

$$Q_0 = f\lambda M,$$

où f et λ sont des facteurs de correction à prendre dans les tableaux ci-après.

f est le terme de correction ayant pour objet de tenir compte

de la hauteur barométrique croissante b et de la température du vent t dans le voisinage de l'ouverture d'écoulement.

λ est le facteur de correction tenant compte de ce qu'une variation de pression est toujours accompagnée d'une variation de température (loi de *Foisson*); ce facteur λ dépend de la hauteur barométrique b, de la hauteur manométrique h_1 et de la pression ou tension h_2 régnant dans le haut fourneau. Pour de faibles pressions, on peut, sans grande erreur, poser $\lambda = 1$

Tableau des valeurs du coefficient de correction f.

$b + h_2$ en m de mercure	Pour températures $t_1 = 0$ à 220° C							
	0°	20	40	70	100	140	180	220°
0,60	0,87	0,84	0,82	0,78	0,75	0,71	0,68	0,65
0,65	0,91	0,88	0,85	0,81	0,78	0,74	0,71	0,68
0,70	0,95	0,91	0,88	0,84	0,81	0,77	0,74	0,70
0,75	0,99	0,95	0,92	0,88	0,84	0,80	0,77	0,73
0,80	1,02	0,98	0,95	0,91	0,87	0,83	0,79	0,76
0,85	1,05	1,01	0,98	0,94	0,90	0,86	0,82	0,78
0,90	1,08	1,04	1,01	0,96	0,92	0,88	0,84	0,80
0,95	1,11	1,07	1,04	0,99	0,95	0,90	0,86	0,83
1,00	1,14	1,10	1,06	1,02	0,97	0,93	0,89	0,85
1,05	1,17	1,13	1,09	1,04	1,00	0,95	0,91	0,87
1,1	1,20	1,15	1,12	1,07	1,02	0,97	0,93	0,89
1,2	1,25	1,20	1,17	1,12	1,07	1,02	0,97	0,93
1,3	1,30	1,25	1,21	1,16	1,11	1,06	1,01	0,97
1,4	1,35	1,30	1,26	1,20	1,15	1,10	1,05	1,00
1,5	1,40	1,30	1,30	1,25	1,19	1,13	1,08	1,04

	Pour températures $t_1 = 220$ à 550° C.							
	220°	260°	300	350	400	450	500	550°
0,60	0,65	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50
0,65	0,68	0,65	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52
0,70	0,70	0,67	0,65	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54
0,75	0,73	0,70	0,68	0,65	0,63	0,61	0,58	0,56
0,80	0,76	0,73	0,70	0,67	0,65	0,63	0,60	0,58
0,85	0,78	0,75	0,73	0,70	0,67	0,65	0,62	0,60
0,90	0,80	0,77	0,75	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62
0,95	0,83	0,80	0,77	0,74	0,71	0,68	0,66	0,63
1,00	0,85	0,82	0,79	0,76	0,73	0,70	0,68	0,65
1,05	0,87	0,84	0,80	0,77	0,74	0,72	0,69	0,66
1,1	0,89	0,86	0,82	0,79	0,76	0,74	0,71	0,68
1,2	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77	0,74	0,71
1,3	0,97	0,93	0,90	0,86	0,83	0,80	0,77	0,74
1,4	1,00	0,96	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,77
1,5	1,04	1,00	0,99	0,92	0,89	0,86	0,83	0,79

Tableau des valeurs du coefficient de correction λ.

$b + h_2$ en m de mercure	$h_1 - h_2$ en m de mercure.				
	0,1	0,5	1,0	1,5	2
0,6	0,99	0,97	0,95	0,92	0,90
0,8	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92
1,0	1,00	0,98	0,97	0,95	0,94
1,3	1,00	0,99	0,98	0,96	0,95
1,6	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96

La quantité d'air Q_s par buse et par minute, exprimée en m^3, et réduite à la température et à la pression de l'espace d'aspiration se calcule au moyen de la formule

$$Q_s = f_1 Q ,$$

où f_1 est un facteur dépendant de la hauteur barométrique b (en m), de la température dans la chambre d'aspiration t_s, ainsi que de $\frac{\beta}{b}$, c'est-à-dire, du rapport de la hauteur barométrique moyenne à la hauteur barométrique réelle.

Tableau donnant les valeurs du facteur f

b en m de mercure	$\frac{\beta}{b}$	t_s en degrés C =									
		— 5	0	+ 5	10	15	20	25	30	35	40
0,809	0,94	0,923	0,940	0,957	0,974	0,992	1,009	1,026	1,043	1,061	1,078
0,792	0,96	0,942	0,960	0,978	0,995	1,013	1,030	1,048	1,065	1,083	1,101
0,776	0,98	0,962	0,980	0,998	1,016	1,034	1,052	1,070	1,088	1,106	1,124
0,760	1,00	0,982	1,000	1,018	1,037	1,055	1,073	1,092	1,110	1,128	1,147
0,745	1,02	1,001	1,020	1,039	1,057	1,076	1,095	1,113	1,132	1,151	1,170
0,731	1,04	1,021	1,040	1,059	1,078	1,097	1,116	1,135	1,154	1,173	1,192
0,717	1,06	1,041	1,060	1,079	1,099	1,118	1,138	1,157	1,176	1,196	1,215
0,704	1,08	1,060	1,080	1,100	1,120	1,136	1,159	1,179	1,199	1,219	1,238
0,691	1,10	1,080	1,100	1,120	1,140	1,161	1,181	1,201	1,221	1,241	1,261
0,679	1,12	1,100	1,120	1,141	1,161	1,182	1,202	1,223	1,243	1,264	1,284
0,667	1,14	1,119	1,140	1,161	1,182	1,203	1,224	1,244	1,265	1,286	1,317
0,655	1,16	1,139	1,160	1,181	1,203	1,224	1,245	1,266	1,287	1,309	1,330
0,644	1,18	1,158	1,180	1,202	1,223	1,245	1,266	1,288	1 310	1,331	1,353
0,633	1,20	1,178	1,200	1,222	1,244	1,266	1,288	1,310	1,332	1,354	1,376

La *puissance* ou l'effet de *la soufflerie E*, exprimée en *kgm*, par minute, se calcule au moyen de la formule

$$E = 0{,}227\psi Q h_1,$$

où ψ est un coefficient donné par le tableau ci-après :

Tableau des valeurs du facteur ψ.

$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ	$\frac{h_1}{b}$	ψ
0,04	0,99	0,3	0,91	0,9	0,79	1,8	0,67
0,06	0,98	0,35	0,90	1,0	0,77	2,0	0,65
0,08	0,98	0,4	0,88	1,1	0,75	2,2	0,63
0,1	0,97	0,5	0,86	1,2	0,74	2,4	0,61
0,15	0,95	0,6	0,84	1,3	0,73	2,6	0,60
0,2	0,94	0,7	0,82	1,4	0,71	2,8	0,58
0,25	0,92	0,8	0,80	1,6	0,69	3,0	0,57

β. *Etant donnée la quantité d'air employée, déterminer le diamètre des buses ou la pression du vent.*

On calcule d'abord Q au moyen de la formule

$$Q = \frac{Q_0}{f\lambda},$$

(où f et λ sont à prendre dans les tableaux précédents), Q_0 représente la quantité en m^3, passant *par buse*, réduite à la température 0°C et à la pression 0,760 *m* de mercure.

Avec Q et le diamètre donné d, on détermine $h_1 - h$, ou si c'est $h_1 - h$ qui est donné, on peut déterminer d au moyen de la formule

$$Q = 18740\, d^2 \sqrt{h_1 - h_2}.$$

6. *Dimensions de soufflerie fonctionnant dans la pratique.*

α. *Fonderie royale de Gleiwitz.* Il existe une machine soufflante de 86 et une autre de 150 chevaux. La première sert seulement de réserve et est construite d'après le principe des machines d'épuisement de Cornwall. La deuxième est pourvue d'un volant et travaille comme la première avec condensation et avec détente avec une pression de vapeur de 2,046 *kg* par cm^2.

Course = 2,826 *m* ; vitesse du piston = 79,072 *m* par minute ; soit 14 doubles courses par minute. Le cylindre à vent a 2,197 *m* de diam. Les pompes sont commandées directement par les balanciers des machines ; il existe cependant dans chaque salle de machine des pompes indépendantes. La machine de 150 chevaux suffit entièrement pour faire marcher le haut fourneau mentionné page 904 ; elle exige peu de réparations et elle a une marche régulière. Le régulateur à vent contient 115,256 m^3.

β. *L'Usine Georgs-Marien* a fait construire, en 1870, une machine soufflante horizontale ; le cylindre à vapeur se trouve entre le cylindre soufflant et l'arbre de volant. Diam. du cylindre soufflant 2,825 *m* ; diam. du cylindre à vapeur 1,334 *m* ; diam. du volant 9,500 *m*. Poids du volant 29900 *kg* (la jante seule 17500 *kg*). Le piston de la

machine à vapeur a au milieu 250 *mm* d'épaisseur et a comme garniture deux anneaux en fonte de 72 *mm* d'épaisseur. La tige du piston est en acier Bessemer et a 183 *mm* de diamètre, la tige du piston soufflant en fonte est creuse et a 365 *mm* de diam. extérieur et 50 *mm* d'épaisseur de fonte. Le piston dont la section est H est recouvert en avant et en arrière de disques en fer de 5 *mm* d'épaisseur. La garniture est composée de feutre et cuir. La machine est à distribution à soupapes. Celles-ci sont à double siège ; les soupapes d'introduction ont 270 *mm* de diamètre et 40 *mm* de levée. Les soupapes d'échappement 340 *mm* de diam. et 45 *mm* de levée. On travaille habituellement avec de la vapeur de 3,16 à 3,25 *kg* de tension par cm^2 avec introduction au 1/3 jusqu'aux 3/8 ; la machine fait de 20 à 22 révolutions par minute et fournit du vent à une pression de 0.32 *kg* par cm^2.

γ. *Machine verticale Woolf* de l'usine *Lackenby* (Lackenby iron works). Diam. des cylindres à vapeur 813 *mm*, du cylindre à vent 2,032 *m*, course 1,371 *m*. Pression de la vapeur dans les chaudières *Howard* 5 3/4 atmosph.

Le condenseur à surface a 1080 tubes de 19 *mm* de diamètre et une surface de condensation de 100,33 m^2. Les pompes à air et de circulation ont respectivement 406 et 610 *mm* de diam. et 686 *mm* de course. Les soupapes à air sont des clapets en cuir. Ouverture libre d'aspiration = 0,799 m^2, pour l'émission 0,5574 m^2. Jeu entre le piston soufflant et les fonds 19 *mm*. Pression du vent 21 à 23 *cm* de mercure ; pour 22 tours du volant de la machine, la production hebdomadaire de deux hauts fourneaux = 1810 *t*.

l. Ventilateurs.

Pour les calculs et les tableaux relatifs à des ventilateurs exécutés, voir page 765 et suivantes.

Pour un feu de forge, on peut compter de 0,02 à 0,03 m^3 de vent par seconde, et pour chaque 100 *kg* de fonte par le cubilot, il en faut de 60 à 75 m^3.

Les ventilateurs suivants servent à fournir du vent comprimé, jusqu'à 400 à 450 *mm* de mercure.

Ventilateurs de Scheer et Pétzold à Berlin.

Diamètre de la roue à ailettes en *mm*.	Pour forges			Pour fonderies			Pour ventiler et sécher			Diam. en *mm*.		Poids en *kg*.
	Feu de 3 *cm*. de diamètre	Nombre de tours par *min*.	Nombre de chevaux-vapeur	Nombre de quintaux de fer fondu à l'heure	Nombre de tours par *min*.	Nombre de chevaux-vapeur	m^3 de vent par *min*.	Nombre de tours par *min*.	Nombre de chevaux-vapeur	Des poulies doubles	De l'ouverture soufflante	
350	1—2	3200	1/6	—	—	—	—	—	—	30	60	30
350	2—3	3200	1/4	—	—	—	—	—	—	40	90	40
270	2—4	4000	1/3	15	6000	1	20	3000	3/8	50 et 62,5	125	50
320	4—8	3500	3/4	15—25	5000	1,5	30	2500	1/2	60 « 80	150	90
400	8—12	3000	1 1/4	25—35	4000	2,5	45	2300	3/4	75 « 100	200	150
500	12—18	2100	2 1/4	35—60	3000	4,5	70	1500	1 1/2	100 « 125	250	250
650	18—30	1700	3 1/2	60—90	2500	7	120	1250	2	120 « 150	320	550
800	30—50	1400	5	90—135	2100	9	180	1100	3	160 « 200	400	850
000	50—80	1000	7	135—240	1500	12	280	750	5	200 « 260	500	1250

m. Fonderies de fer.

1. *Refonte du fer cru* au moyen de .

α. Creusets en terre réfractaire ou en graphite dans les fourneaux à creuset.

Charge maximum = 1000 *kg*.

Chaque 100 *kg* de fonte exige en moyenne 140 *kg* de coke. Déchet 20 à 25 %. La cuve du fourneau mesure 60 à 75 *cm* de haut et 35 *cm* de diamètre.

β. *Cubilots* *). Hauteur de la cuve pour l'emploi de coke : au moins 1,88 à 2,5 *m*, habituellement 3,14 à 3,45 *m*; pour l'emploi de charbon bois, au moins 4,7 *m*; la hauteur la plus convenable = 6,3 *m*. *Diamètre* à la hauteur des buses, 0,47 à 0,58 *m* dans les petits cubilots, et 0,94 à 1,83 *m* dans les plus grands.

La plus petite section de la cuve du cubilot doit avoir de 1 à 1,25 cm^2 de surface par *kg* de fer à fondre. Le coke poreux exige une section de cuve supérieure à celle que demande le coke dense. Trou ou ouverture de coulée, 310 à 580 *mm* de large, 390 à 600 *mm* de haut; il se trouve de 470 à 620 *mm* au-dessus du sol de l'usine. La sole a une épaisseur de 160 à 210 *mm*; elle est composée d'un mélange bien damé d'argile réfractaire et de sable quartzeux.

La section totale des ouvertures d'arrivée du vent comporte généralement $^1/_2$ à $^1/_3$ de la plus petite section de la cuve.

Dans les fortes soufflerie et dans le cas de coke compact, les *tuyères* sont de 520 à 630 *mm* au-dessus de la sole, tandis que dans les soufflerie faibles et dans le cas de charbon de bois léger, la distance indiquée varie de 310 à 390 *mm*.

Le nombre des tuyères croit avec le diamètre de la cuve, et peut devenir égal à 6 jusqu'à 8; souvent on dispose 2 à 3 séries de tuyères à une distance verticale les unes des autres, de 210 à 310 *mm*; diamètre des tuyères, 53 à 104 *mm*; dans les fourneaux à coke, il peut atteindre jusqu'à 210 *mm*.

A chaque charge on ajoute en pierre à chaux de 15 à 20 % du poids du coke.

Dépense en combustible pour 100 *kg de fonte brute.* Coke : de 6 à 30 *kg*, habituellement de 10 à 15 *kg*; charbon de bois : 25 à 50 *kg*. Dans le cas d'air chaud et de fourneaux à coke de 1,57 *m* de haut et de fourneaux à charbon de bois de 4,7 *m* de haut, 100 parties en volume de coke remplacent 450 parties en volume de charbon de bois.

Pour la mise à feu d'un cubilot, on peut compter en moyenne 30 *kg* de coke et la même quantité de charbon de bois.

Par 100 *kg* de fonte, on emploie en moyenne de 60 à 75 m^3 de

*) Appelés aussi fourneaux à manche, fourneaux à la Vilkinson.

vent à une pression de 5 à 10 (rarement 15) *cm* de mercure dans le le cas de coke, et de 2 à 3 *cm* dans le cas de bois.

Grandeur des charges. Par m^2 d'ouverture du gueulard, on peut compter 80 *kg* de coke, et dans le cas de coke dense, renfermant au maximum 12 °/₀ de cendres, on peut admettre 15 à 16 parties en poids de fonte brute pour une partie en poids de coke.

Déchet en fonte : 3 à 10 °/₀, habituellement 5 à 7 °/₀.

Cubilots d'Irlande : En bas, 3 à 4, et en haut, 6 à 8 tuyères; la section des tuyères à vent = ¹/₄ à ¹/₂ de la section la plus étroite de la cuve, les tuyères inférieures ayant une section totale double des supérieures.

Les deux séries de tuyères sont à une distance l'une de l'autre de 450 à 750 *mm*.

Dans les fonderies de fer de *Borsig*, il existe un cubilot dont la cuve mesure 785 *mm* de diamètre à sa partie supérieure, 942 *mm* à sa partie inférieure, 628 *mm* dans le plan des buses et 942 *mm* à la sole.

Hauteur de la voûte de coulée = 550 *mm*; hauteur au-dessus de la sole de la première rangée de tuyères = 942 *mm*; de la deuxième, 1,412 *m*; hauteur du cubilot jusqu'au gueulard = 4,498 *m*.

La rangée ou série supérieure a 8 tuyères de 65 *mm* de diamètre au maximum, celle inférieure en possède 4 de 130 *mm* Dépense en coke, 12 °/₀. Quantité fondue par heure = 2250 à 2500 *kg*.

Fourneau de Krigar. Le vent entre par un canal régnant autour de la cuve et par deux canaux en regard l'un de l'autre et perpendiculaires au canal entourant la cuve dans deux ouvertures voûtées, et de là dans le cubilot; la somme des sections des deux canaux perpendiculaires = ¹/₅ à ¹/₈ de la section horizontale de la cuve.

Chacune des ouvertures voûtées a comme largeur intérieure de ¹/₅ à ¹/₈ du diamètre total de la cuve, la hauteur desdites ouvertures varie entre 400 et 700 *mm*, suivant que la fonte liquide se rassemble dans le fourneau ou qu'elle coule sur l'avant-foyer.

A Groeditz, il existe un fourneau Krigar produisant de 3000 à 4000 *kg* par heure. Du sol de l'usine jusqu'à l'arête supérieure de la cuve, il mesure 4,370 *m*; jusqu'à l'arête supérieure de l'avant-foyer (Vorherd), 1,995 *m*; l'avant-foyer du fourneau est rond et a 1,25 *m* de diamètre, et 0,800 *m* de diamètre intérieur. La cuve mesure dans œuvre, 0,600 *m* à la partie inférieure, et 0,800 *m* à la partie supérieure.

γ. *Fourneaux ou fours à reverbères.* Cette méthode n'est employée que dans les contrées où le combustible est très bon marché, ou bien dans le cas où on a à fondre de grosses pièces difficiles à fragmenter, ou bien encore lorsque la fonte brute doit changer de nature par sa fusion. Surface de grille libre = ¹/₃ à ¹/₂ de la surface de grille totale.

La section du four, au-dessus de l'autel, est égale à la section de

la cheminée = 0,5 à 0,7 fois la section de l'échappement (rampant ou renard), = 0,1 fois la section totale de la grille. La hauteur de la voûte au-dessus de l'autel est, dans les petits fourneaux, d'environ 0,4 *m*, dans les fourneaux moyens et les grands fourneaux, 0,6 à 0,7 *m*.

Section du foyer = 3,5 à 4,5 fois la surface totale de la grille et il est de 2 à 3 fois plus long que large. Pente 1 à 2°. La hauteur de la cheminée, en *m*

$$H = 18{,}8 + \frac{25{,}1}{16\,d - 1}$$

où *d* représente le diamètre en *m*, ou le côté intérieur de la cheminée ronde ou carrée. Hauteur du pont de chauffe (autel) au-dessus du foyer : dans les petits fourneaux, 400; dans les fourneaux moyens et grands, 600 à 700 *mm*. Les barreaux de grille sont de 20 à 26 *mm* les uns des autres.

Un fourneau devant fondre par heure 50 *kg* de fonte brute, au moyen de houille, doit avoir environ les dimensions suivantes : Sole du foyer, 0,43 m^2; surface de grille totale, 0,11 m^2; surface de grille libre, 0,06 m^2; passage de la flamme et ouverture supérieure de la cheminée, 0,025 à 0,03 m^2; rampant ou renard, 0,01 m^2.

La *dépense en combustible* pour 100 *kg* de fonte brute, suivant la teneur en cendres du combustible et suivant les qualités réfractaires de la fonte, peut varier de 50 à 90 % de houille ou de 100 à 130 % de bois.

Déchet, 6 à 9 %, maximum, 12 %.

Charge, 1250 à 15000 *kg*.

2. *Détermination du poids des grandes pièces de fonte.*

Le poids d'une grande pièce de fonte se calcule au moyen de la formule

$$G = \frac{a-1}{a}\,\frac{S}{s}\,M = x\,M,$$

où *s* représente le poids spécifique du modèle,

S le poids spécifique de la pièce de fonte,

M le poids absolu du modèle,

a le nombre réciproque du retrait cubique;

par exemple, si celui-ci est égal à $^1/_{33}$ (cas de la fonte de fer), $a = 32$.

Le tableau suivant contient quelques valeurs du coefficient x; α est la valeur moyenne et β la valeur maximum de ce coefficient, telle qu'elle est prise dans l'usine hessoise Vekerhagen.

Tableau des valeurs de x *).

Bois dont le modèle est fait	Métal constituant la pièce						
	Fonte		Laiton	Tombac	Bronze	Zinc	Bronze de cloche ou de canons
	α	β					
Pin	14	17,5	15,8	16,7	16,3	13,5	17,1
Sapin	14	17,5	15,8	16,7	16,3	13,5	17,1
Chêne	9,0	10,9	10,1	10,4	10,3	8,6	10,9
Hêtre	9,7	11,1	10,9	11,4	11,3	9,4	11,9
Tilleul	13,4	—	15,1	15,7	15,5	12,9	16,3
Poirier	10,2	13,0	11,5	11,9	11,8	9,8	12,4
Bouleau	10,6	13,5	11,9	12,3	12,2	10,2	12,9
Aune	12,8	13,5	14,3	14,9	14,7	12,2	15,5
Acajou	11,7	—	13,2	13,7	13,5	11,2	14,2
Laiton	0,84	0,95	0,95	0,99	0,98	0,81	1
Zinc	1	—	1,13	1,17	1,16	0,96	1,22
Etain (avec $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{4}$ plomb)	0,89	1,11	1	1,03	1,03	0,85	1,12
Plomb	0,64	0,79	0,72	0,74	0,74	0,65	0,78
Fonte	0,97	—	1,09	1,13	1,12	0,93	1,18

Le *retrait linéaire* comporte, d'après Karmarsch, les valeurs suivantes :

Fonte de fer	Laiton	Métal de cloches	Métal à statues	Métal à canons	Zinc	Plomb	Etain sans addition de plomb
$\frac{1}{98}$ — $\frac{1}{95}$	$\frac{1}{80}$ — $\frac{1}{50}$	$\frac{1}{63}$	$\frac{1}{82}$ — $\frac{1}{72}$	$\frac{1}{130}$	$\frac{1}{97}$ — $\frac{1}{65}$	$\frac{1}{104}$ — $\frac{1}{86}$	$\frac{1}{173}$ — $\frac{1}{120}$

On obtient les retraits des surfaces et des volumes d'une façon suffisamment exacte en multipliant les valeurs indiquées dans le tableau respectivement par 2 et par 3.

*) D'après Karmarsch.

V. TRANSFORMATIONS DU FER

a. Fours ou fourneaux à puddler

1. *Dimensions habituelles des dits fours.* La distance comprise entre les façades de deux fourneaux doit être au moins de 3,75 *m*. La distance de la porte du fourneau au cinglard ou au laminoir ébaucheur doit être la plus petite possible. La porte à feu est de 290 à 340 *mm* au-dessus de la grille et a environ 0,04 m^2 de section; les plaques en fonte de la sole ont de 50 à 80 *mm* d'épaisseur. Longueur de la sole 1,2 à 2 *m*, profondeur moyenne 15 à 25 *cm*; la largeur du foyer dans les fourneaux simples est égale à la longueur ou varie des $^5/_8$ aux $^3/_4$ de cette longueur; dans les fourneaux doubles, elle est égale à 1,5—2*m*. La sole se trouve de 23 à 33 *cm* au-dessous de l'arête supérieure du grand autel, et de 20 à 26 *cm* au-dessous de la plaque de travail. La largeur du passage de la flamme $= ^3/_4$, celle du rampant $^1/_4$ jusqu'à $^1/_3$ de la plus grande largeur de la sole.

Porte de travail 0,14 à 0,21 m^2 de section.

Epaisseur de la voûte 16 à 21 *cm*, au grand autel, en moyenne 76 à 80 *cm*. Au pont de rampant ou petit autel 48 à 60 *cm*.

Grandeur du passage de la flamme $= ^1/_2$ de la surface de la grille, celle du rampant $^1/_5$ à $^1/_7$ de la surface de la grille. Le grand autel a de 310 à 390 *mm* de large; le petit autel a 235 *mm* de large et est environ 26 *mm* plus bas que le grand autel. La surface de grille $=$ 0,75 à 0,8 m^2 dans les petits fourneaux, et 1,2 m^2 dans les grands. Hauteur de la cheminée $=$ 12 à 18 *m*; si plusieurs fourneaux ont une cheminée commune, et si les gaz d'échappement sont utilisés pour chauffer la chaudière à vapeur, la cheminée peut atteindre une hauteur de 40 *m* et plus.

La section de la cheminée $= ^1/_4$ de celle de la grille. Charge 150 à 250 *kg*; dans les fourneaux doubles 300 à 500 *kg*. Durée de traitement d'une fournée 1 $^1/_2$ à 2 $^1/_2$ heures. Déchet 10 à 15 %. Déchet dans le puddlage à sec en moyenne 10 %. Dépense en combustible pour 100 *kg* de fer en loupes, 80 à 100 *kg* de houille ou 120 à 150 *kg* de lignite; dans le cas où le fer brut est préalablement chauffé, la dépense est de 75 à 90 *kg* dans le cas de chauffage préalable et de fragmentation de la fonte 65 à 85 *kg*. En moyenne, un four à puddler dépense par heure 110 *kg* de houille, et engendre 374 *kg* de vapeur pour 23,4 m^2 de surface de chauffe.

La fonte demande 25 à 45 minutes; si on fait usage de foyers avant-chauffeurs, il ne faut souvent que de 10 à 20 min. Les loupes sont le plus souvent d'un poids de 30 à 40 *kg*.

Lorsqu'on dispose d'une place suffisante, on installe des chaudières horizontales pour utiliser la chaleur rayonnée; par four on peut sup-

poser une chaudière de 1,3 à 1,4 *m* de diamètre, 10 à 11 *m* de long, pour une pression intérieure effective de 4 à 5 atmosphères.

L'espace rempli par la vapeur correspond à $^1/_3$, celui par l'eau, à $^2/_3$ du diamètre de la chaudière. On n'emploie les chaudières verticales que lorsqu'on est limité par la place ; diam. 1,3 à 1,4 *m* ; longueur 10 à 12 *m* dont 7,5 à 9,5 *m* sont dans le feu. Le niveau de l'eau est de 0,3 *m* au-dessus du courant de flamme ; distance du manteau réfractaire = 0,25 *m*.

Kupelwieser admet en moyenne :

		surf. de chauf. par fourneau.
Dans les chaudières horizontales et petits fourneaux		14,775 à 19,70 m^2
» » »	grands »	19.7 à 24,62 »
» » verticales et petits	»	19,7 à 24.62 »
» » »	grands »	24,62 à 29,5 »

Dans les chaudières verticales, la surveillance est beaucoup plus difficile et les réparations sont plus fréquentes.

Habituellement on peut compter :

α. Que le surchauffage d'un four à puddler peut fournir de la vapeur en moyenne pour une puissance correspondant à 8 chevaux.

β. 1,6 m^2 de surface de chauffe par cheval-vapeur.

γ. 14 m^2 de surface de chauffe de chaudière par m^2 de surface de grille.

2. *Four à puddler de Dank.* Cylindre tournant, au milieu 1,65 *m* de diam. ; ouvertures 1 *m* ; longueur 1,2 *m*.

Pour obtenir le revêtement intérieur, on prend un fer oligiste espagnol à 72,3 % Fe_2O_3 : 5 SiO_2 ; 4,1 CO_2 : 3,2 CaO ; 1,2 MnO ; 1,0 Al_2O_3 ; 4,2 H_2O chim., 7,8 H_2O hygrom.; comme minerai en morceaux, il est convenable d'employer un fer oligiste composé de Fe_2O_3 presque pur. La dépense en charbon en 24 heures comporte 5080 *kg* lorsque la charge est de 5000 *kg* et est fondue dans le cylindre.

Dans les usines du Cincinnati, la durée de traitement d'une charge = 76 à 90 minutes. La charge comporte 300 *kg*, rendement en fer ébauché = 300 à 305 *kg*. La quantité de fondants consommée par 100 *kg* de fer ébauché comporte 20 *kg* en minerais et 2 *kg* en grenaille de fer. La dépense en charbon est de 110 *kg* pour 100 *kg* de fer forgé fini.

3. *Fours à puddler le fer à grain fin.* Par journée de 12 heures, ils peuvent être chargés de 6 à 7 fois et travaillent avec fondants riches aux scories crues (parfois aussi on fait usage de substances renfermant du manganèse comme de la pyrolusite avec sel de cuisine) ; le déchet est de 9 à 14 %.

Si le produit doit être très riche en carbone, le travail doit se faire encore plus lentement ; dans les fours à puddler l'acier, on ne peut traiter que 5 à 6 charges par 12 heures avec une dépense en houille de 150 *kg* par 100 *kg* de fer en loupes. La fonte d'affinage doit être très riche en manganèse ne contenant ni phosphore, ni soufre : la fonte blanche miroitante est celle qui convient le mieux pour l'affinage.

4. Les fours à puddler doubles employés dans plusieurs usines débitent en 24 heures de 13 à 16 charges de 400 à 500 *kg* avec déchet de 9 à 11 %. Ces fours ont une sole de 1,4 *m* de long et 2 *m* de large se trouvant à une distance de 680 *mm* de la voûte ; la grille horizontale a 1,17 *m* de long et 1,38 *m* de large.

b. Décarburation de la fonte par le procédé Bessemer ou acier Bessemer.

1. *Fourneau ou fours de refonte.*

α. *Fer cru.* Dans le nord de l'Amérique, on emploie les fourneaux dits de *Mac-Kenzie* avec sole mobile et à 6 tuyères ovales séparées. Diam. du fourneau 1,52 *m*. La cuve de 4,27 *m* de haut se rétrécit de 10 à 12 *cm* à la hauteur des tuyères. Les tuyères sont à 1,22 *m* au-dessus de la sole ; l'ouverture à la scorie se trouve dans la face postérieure à 0,9 *m* au-dessus de la sole. Les élévateurs ou monte-charges hydrauliques sont calculés pour 2 *t*, ils ont une course de 10 à 14 *m* et sont commandés par un cylindre hydraulique de 23 à 26 *cm* de diamètre et de 5 à 7 *m* de course. Les fours livrent toutes les 30 à 45 minutes, 5 tonnes de fer fondu.

La durée de travail d'un fourneau n'est pas inférieure à 12 heures ; elle est souvent égale à 24 heures : après ce temps seulement, on met à feu un second fourneau. Dans l'usine de *Cambria*, les fourneaux peuvent traiter sur un lit de coke de 500 *kg*, 450 à 500 charges de 1000 *kg* de fer, 150 *kg* de coke et de 25 *kg* de pierre à chaux avant d'être mis hors de service.

β. *Fonte blanche miroitante ou fonte lamelleuse.* Habituellement on emploie 2 petits cubilots se remplaçant mutuellement ; ils ont de 3,66 à 4,27 *m* de haut, de 0,6 à 0,9 *m* de diamètre et 4 buses circulaires de 64,5 à 77,5 *mm* de diamètre, avec 1 *kg* de coke, on fond de 2 à 3 *kg* de fonte blanche miroitante.

2. *Convertisseurs.* Un convertisseur de 5 à 6 *t* a un diam. de 1,5 à 1,8 *m* dans la partie verticale cylindrique de 1 *m* de haut. Hauteur totale 3,20 *m* ; diamètre au fond du cubilot 1 *m* ; la partie cylindrique a 0,8 *m* de haut. Partie supérieure jusqu'à l'ouverture 1,8 *m* de haut ; l'ouverture elle-même n'a que 0,5 *m* de diam. ; revêtement 0,3 *m* d'épaisseur.

Les convertisseurs de 8 à 10 *t* ; au ventre 1,75 *m*, au fond 1,29 *m* de diam., 0,314 *m* d'épaisseur de paroi, 0,445 *m* d'épaisseur de fond. Le fond du convertisseur possède 7, 12 ou 13 tuyères ayant chacune 7, 12 ou 13 buses de 11 *mm* de diam. La section de passage du vent correspondant à chaque tuyère est de 6,5 à 7 cm^2 pour 2 atmosphères de pression. Un fond peut supporter de 12 à 20 charges, un revêtement 80 charges, si on ne lui fait subir aucune réparation, et de 200 à 400 charges s'il est entretenu.

Pour une paire de convertisseurs, on doit avoir 8 soles ou fonds de rechange. Un fond en briques demande pour sa confection de 12 à 15 heures ; une sole fondue entièrement ou damée demande pour le séchage de 96 à 120 heures.

Dans les aciéries *Edgar-Thomson*, le nombre moyen de *t* par cubilot = 655,86, par revêtement de convertisseur 12330, par sole de convertisseur 90, par chaudière 91,62, par coquille 110. Dans les usines « Koenigin Marienhütte, » les soles (brevet *Rühle*) sans tuyères résistent à 26 opérations et avec tuyères à 12,5 opérations ; dans le cas d'un fond patenté, la matière réfractaire coûte 20,70 francs ; dans le cas d'un fond ordinaire, elle revient à 31,62 francs, y compris les buses ; la durée d'action de la machine soufflante varie entre 16 à 18 minutes et 12 à 14 minutes.

Les convertisseurs sont à une distance les uns des autres de 10 à 11 *m* ; dans les fourneaux à manches, les soles recevant la charge sont à 10 à 12 *m* ; le sol de coulée, à 6 à 8 *m*. et le niveau des axes de rotation, à 3,5 *m* au-dessus de l'aire de la fonderie, qui, elle, est à 1,2 *m* au-dessus de la fosse de coulage (d'après *Wedding*).

3. *Relation entre la consommation en combustible et la production.* Pour 1000 *kg* acier en blocs, on compte, si on emploie les fours à manches, 150 à 170 *kg* de coke ou 320 à 400 *kg* de houille. Nombre des charges en 24 heures, en Westphalie 24 à 30 ; en Amérique 30 ; assez souvent 40 à 45 (exceptionnellement 54). Un traitement dure en moyenne 13 minutes.

Pour la recarbonisation, on emploie de la fonte blanche miroitante avec 10 à 12 et même 15 % de *Mn* ou un ferro-manganèse contenant de 25 à 87 % de *Mn*. Pour l'acier de rail, la masse de recarbonisation se compose de 5 à 8 % de fonte blanche miroitante et 7 à 11 % de déchets d'acier.

Deux charges faites par le docteur Müller à Osnabrück, lesquelles charges se composaient de $^2/_3$ de fer cru gris de l'usine Georgs-Marie et de $^1/_3$ de fer oligiste cru anglais, avec additionde 7 % de fonte blanche miroitante, ont donné les résultats de marche suivants :

Charge N° 1.

Contenu en % de	Charge	Après 5 minutes	Après 10 minutes	Après 18 minutes	40 sec. après la recarbonisation
C	3,46	2,71	1,417	0,092	0,105 0,103
β. *C*	3,18	—	—	—	—
Si	1,94 1,92	1,07	0,79	0,532	0,346
Mn	2,99	1,92	1,36	0,538	0,021

Charge N° 2.

Contenu en °/₀ de	Charge	Après 5 minutes	Après 9 minutes	Après 14 minutes	Après 16 ½ minutes	15 sec. après la recarbonisation
C	3,39	2,69	1,591	0,419	0,046	0,142
βC	3,10	0,438	0,251	0,223	0,019	0,104
Si	1,73	1,02	0,927	0,943	0,514	0,445
Mn	2,63	2,29	1,84	0,945 1,44	0,914	0,716

Le graphite (*βC*) était toujours combiné à du fer, et cette combinaison correspondait à peu près à la formule $Fe\ C_8$.

Le laitier était *a*) brun jaune et amorphe, *b*) cristallin, *c*) brun foncé cristallin composé de cristaux de 1,5 *cm* de grosseur ; les 3 modifications contenaient :

	$Si\ O_2$	$Mn\ O$	$Fe\ O$	$Al_2\ O_3$	$Ca\ O$
a)	53,5	36,5	6,7	—	—
b)	52,7	38,2	6,5	—	—
c)	43,73	45,41	9,04	1,99	Traus

Lorsque le travail a lieu à la sortie du haut fourneau, le déchet est de 10 °/₀; dans le cas contraire, le déchet (y compris celui dans le cubilot) comporte outre 12 °/₀ encore 3 à 7 °/₀ de déchet et 2 à 4 °/₀ de pièces manquées. La perte totale jusqu'au moment où les barres d'acier sont terminées = environ 16 à 20 °/₀.

4. *Machines auxiliaires.*

α. *Soufflerie Bessemer.* Ce sont habituellement des souffleries à cylindres, fournissant une pression effective de 1,46 à 1,54 *kg* par cm^2. La pression du vent comporte au commencement 1,17, jusqu'à l'affinage premier 1,46 ; ensuite elle descend jusqu'à 1,24, à la fin elle est de 1,5 à 1,7 *kg* par cm^2. Pour une charge de 1 *t*, on emploie environ 3,3 m^3 de vent par minute. Les cylindres sont refroidis avec de l'eau, les pistons sont à garniture automatique. On emploie comme soupape d'introduction des soupapes forme assiette, pour les soupapes de refoulement on peut aussi faire usage de disques en caoutchouc.

Pour le calcul de la *quantité de vent*, on peut répéter ici ce qui a

été dit page 805 sur les soufflerie des hauts fourneaux; en désignant par h_1 la hauteur de la masse de fer liquide dans le convertisseur en m, multipliée par $\frac{7,3}{13,6} = 0,54$ (c'est un moyen approximatif, car la tension des gaz dans le convertisseur doit être encore un peu augmentée).

Dimensions de soufflerie Bessemer existantes.

1. *Bessèges.* Machine jumelle à balancier syst. Woolf. Diam. du petit cylindre à vapeur 0,655 *m*, du grand 1,14 *m*, celui du cylindre à vent = 1,08, celui de la pompe à air 0.6 *m* ; les courses correspondant aux diam. sus-mentionnés sont respectivement 1,861 *m*, 2,5 *m*, 2,5 *m* et 1,25 *m*. La tension maxima de la vapeur = 5 atmosph. ; pression du vent maxima = 175 *cm* de mercure ; avec introduction aux 2/3 dans le petit cylindre ; vide dans le condenseur 68 à 70 *cm* de mercure ; nombre de tours maximum 22 (avec charge de 8 à 10 *t*) ; minimum du nombre de tours = 2 par min. La machine dépense 11 *kg* de vapeur par heure et cheval indiquée pour un degré d'introduction = 1/12 correspondant à une puissance de 212 chev.-vap. Par rapport à l'ancienne machine à marche rapide, l'économie en combustible comporte 2,4 *t* en 24 heures.

2. *Usine royale.* Machine horizontale jumelle avec cylindres à vent ayant chacun 1,57 *m* de diam. et de course, les cylindres à vapeur ont 1,334 de diam. et 1,57 de course ; elle engendre pour 18 à 20 tours, 55,64 à 61,83 m^3 de vent par min. à une pression de 1,32 à 1,53 *kg* par cm^2 ; poids du volant 25 *t*. L'entrée de l'air dans le cylindre se fait par le moyen de soupapes en assiette ; la sortie, par des soupapes à disques en caoutchouc.

β. *Grues.* Pour le service de la fosse de coulée, il faut 3 grues hydrauliques ayant une puissance de 10 *t* chacune; rayon d'action ou portée, 6,2 à 7 *m* ; course, 3 à 3,2 *m* ; diamètre du piston, 32 *cm*.

Les grues pour chaudières sont calculées habituellement pour 12 *t* ; le piston hydraulique a de 40 à 51 *cm* de diamètre, et 1,7 à 2 *m* de course. Rayon d'action ou portée maximum = 4,3 à 4.5 *m*.

Pour marche convenable, il faut de 12 à 15 chaudières.

γ. *Pompes.* Pour 2 convertisseurs, il faut 8 pompes à piston, de 20 *cm* de diamètre et 40 *cm* de course.

δ. *Accumulateurs* (*Armstrong*). Pression par cm^2, 20 à 30 *kg*, diamètre du piston = 45 *cm* ; course, 2 à 2,5 *m*.

ε. *Machines pour la manœuvre des convertisseurs.* Elles sont toujours à double effet. La plupart du temps, ce sont des machines verticales; sur le continent elles ont leurs cylindres vers le bas. Diamètre du cercle primitif de la roue motrice sur l'axe du convertisseur 600 à 800 *mm*. Roue motrice en fonte d'acier ou de fer, dans ce dernier cas, il faut des nervures circulaires latérales allant jusqu'à l'extrémité des dents.

Les crémaillères doivent toujours être en très bon acier. Dans un convertisseur recevant une charge de 7,5 *t* et ayant une roue motrice de 700 *mm* de diamètre, le pas = 110 *mm*, la largeur des dents, 180 *mm*. Course du piston, pour $^3/_4$ de tour du convertisseur.

1600 *mm*: pour 1 tour complet, environ 2200 *mm*. Pour une charge de 7,5 *t* et 600 à 800 *mm* de diamètre de roue, la pression sur le piston et sur les dents = environ 20 *t*, en supposant 10 atmosphères de pression d'eau et 500 *mm* de diamètre de piston. Le piston est en fonte ou en acier, le plus souvent massif, avec garniture en cuir, caoutchouc ou gutta-percha.

6. *Four à réchauffer.*

α. *Pour lingots et paquets.* Sole 6,3 à 6,23 *m* de long. 3,35 à 2,13 *m* de profond, 0,71 à 0,86 de haut: le four contient 16 lingots. Les fours Siemens ont ordinairement 3 à 4 portes et contiennent de 6 à 8 lingots. Un four rend 6 charges en 12 heures. Déchet, 1 à 1 $^1/_2$ %. Le plus souvent, il y a 3 fours en action.

β. *Pour lingots denses.* Foyer, en moyenne, 2,75 à 3 *m* de long, 1,75 de profond, 0,66 *m* de haut; par journée, 6 à 7 chaudes de 7 à 8 lingots. En Amérique, il y a le plus souvent 4 de ces fours contenant chacun 20 loupes (blooms); 6 charges peuvent être faites en 12 heures.

7. *Exemples de fours en marche dans la pratique.*

α. *Usine royale.* 2 convertisseurs de 9 à 10 *t* à une distance de 6 *m* l'un de l'autre; l'axe du convertisseur est à 2,8 *m* au-dessus du sol de l'usine. Il y a toujours un convertisseur qui est en activité et on peut traiter en 24 heures de 20 à 24 charges de 9 à 10 *t*. Pour refondre le fer cru, il existe 3 cubilots de 1,1 *m* de diam. de cuve (dont un en activité), en arrière des convertisseurs, et sur une plate-forme située à 4,3 *m* au-dessus du sol de l'usine, se trouvent encore 2 fourneaux à manche pour fonte « spiegel » *) de 0,7 de diam. intérieur de cuve, 2 monte-charges hydrauliques enlèvent les matériaux sur la plate-forme de gueulard à 9,3 *m* de haut. Une machine jumelle de 0,314 *m* de diam. de cylindre, 600 *mm* de course et 75 à 80 tours par minute conduit 2 souffleries Root dont l'une, faisant 320 tours par minute, engendre du vent à une pression de 70 *mm* de mercure pour un grand et un petit fourneaux à manche. Pour changer les fonds des convertisseurs, on se sert d'appareils élévatoires hydrauliques. La fosse de fonderie a 11,4 *m* de diam. et 1 *m* de profondeur; la grue de fonderie a un piston plongeur de 63 *mm* de diam. et 2,35 *m* de course, le déchargement peut s'effectuer jusqu'au milieu de la chaudière, à 5 *m*.; outre cela, il existe au bord 4 grues hydrauliques dont deux, les antérieures, servent pour les coquilles et les lingots, avec un diam. de piston de 430 *mm*, 2.7 *m* de course, 6,6 *m* de rayon d'action et calculées pour enlever 5 *t*; les deux grues postérieures servent aux chaudières, aux convertisseurs et comme grues de fonderie et ont 560 *mm* de diam. de plongeur, 3,2 *m* de course, un rayon d'action de 6,6 *m* et sont calculées pour enlever 10 *t*. L'usine comprend 2 pompes foulantes horizontales mues par la vapeur et faisant en moyenne 35 tours par min. avec diam. de piston de machine à vapeur = 0,425 *m*, 0,15 *m* de diam. de piston plongeur et 0,45 *m* de course commune; elles alimentent un accumulateur de 0,680 de diam. de piston plongeur, 5,2 *m* de course et enlèvent une charge correspondant à 25 atmosph. de pression intérieure (machines soufflantes page 930).

β. *Ebbw-Vale* (Angleterre). 3 fosses de fonderie avec chacune 2 convertisseurs revêtus d'une composition réfractaire **); 2,25 *m* de diam., la sole a 1,2 *m* de diam. avec 16 tuyères de 0,5 *m* de haut; toutes percées de 13 trous de 10 *mm* de diam.

*) Ou fonte blanche miroitante.

**) Dite Ganister, v. p. 892.

Pour chaque fosse il faut, pour la fonte brute, deux grands cubilots de 1,4 *m* de diam. à l'ouvrage et 1,2 *m* à la sole (3 *m* de haut, à 2 tuyères, à 0,5 *m* au-dessus de la sole ou fond du cubilot) et pour la fonte « spiegel » 2 fours plus petits (1,5 de haut 0,8 *m* de diam. intérieur, 2 tuyères). Un grand fourneau traite en 12 heures 6 charges de 6,5 *t* et emploie 10 0/0 de coke et de 4 à 5 0/0 de calcaire. La fonte brute employée *a*) et l'acier engendré *b*) contiennent en 0/0.

Fe	βC	*C*	*Mn*	*Si*	*Ca*	*S*	*P*
a) 92,7	3,10	0,35	2,4	1,55	—	—	—
b) 99,478	—	0,292	0,136	0,011	0,016	0,012	0,061

Grandeur de la charge 5500 *kg*. Après 20 à 25 minutes on ajoute 8 à 10 0/0 de fonte « spiegel » avec 14 0/0 de *Mn*. Les lingots pèsent 500 *kg*. 2 convertisseurs font 12 opérations en 24 heures. Une installation comprenant 2 fosses de fonderie en activité fournit hebdomadairement 800 *t*.

c. Acier Thomas.

En 1881, il existait, en Europe, 36 usines qui fabriquaient, d'une façon régulière, l'acier Thomas et en fournissaient, par mois, environ 30000 *t*.

Cet acier est aussi bien travaillé en sortant directement du haut fourneau qu'après double fusion ou qu'en marche mixte. En général, on donne la préférence à la fonte blanche; cependant, à Eston, on prend moitié fonte grise, moitié fonte blanche.

Les fontes suivantes peuvent être traitées :

Contenu en %	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P	1,75	2,0	2,5	2,5	2,5	2,0	2,2	3,0	2,0	2,0	1,0
Si	1,2	1,0	0,5	0,5	—	0,7	0,8	0,5	0,7	1,3	1,0
Mn	0,35	1,0	2,0	1,7	1,0	—	1,2	2,0	1,0	1,7	1,6
S	de 0,10 à 0,20										

D'après *Tunner*, les frais d'installation à Hörde, par tonne d'acier Thomas fabriqué = 96 fr. 50, tandis que le procédé ordinaire revient à 116 fr.; dans les usines autrichiennes, les chiffres précités sont respectivement : 132 fr. 35 et 123 fr. 50.

En général, on peut compter pour le coût supplémentaire du procédé basique une moyenne de 21 fr. 25 par tonne de lingot.

Lorsqu'on emploie des fonds mobiles, la pose d'un fond demande

1,5 à 2 heures et coûte 7 fr. 25 (comme pour l'acier Bessemer). Pour chaque °/₀ en phosphore, on compte 7 à 7,5 °/₀ de chaux fraîchement cuite comme fondant.

Déchet d'acier, 10 à 11 °/₀. Ouvertures pour le vent, 10 à 11 cm^2 par t de la charge; pression du vent, 1,75 atmosph.

Exemples d'installation existant dans la pratique.

1. *Hörde.* Les convertisseurs ont à la sole 1,25 m de diam. intérieur. A une hauteur de 600 mm ils s'élargissent et deviennent des cylindres de 1,84 m de diam. intérieur. L'ouverture a 0,58 m de diam. et se trouve respectivement à 4,025 et 4,38 m au-dessus de la sole. L'épaisseur de celle-ci comporte 0,325 m; épaisseur du revêtement 0,2; épaisseur de la tôle = 12 mm. Du milieu du convertisseur jusqu'au milieu du tuyau à vent 1,375 m. Le tuyau à vent a 0,125 m de diam. intérieur. Le tuyau à vent de la machine soufflante a 0,175 m de diam. intérieur. La sole a 12 buses ayant chacune 6 ouvertures de passage d'environ 12 mm de diam. (la section de tous les trous à vent = environ 34 cm^2). Pression du vent 1,4 à 1,9 atmosph. Grandeur des charges 7 à 7,5 t. 3 convertisseurs sont réunis pour une fosse de fonderie. Une sole damée peut traiter de 8 à 9 charges et coûte environ 185 *frs.*

Pour fondre de la fonte brute dans des cubilots, on emploie 17 kg de coke pour 100 kg de lingot. Pour fondre la fonte « spiegel » dans de petits fours à reverbères, pour le service de la soufflerie et des pompes, pour le chauffage des convertisseurs et chaudières, on peut compter en nombre rond de 50 à 60 kg de houille par 100 kg de lingot. On ajoute en chaux de 18 à 20 0/0 du poids de la fonte brute. Le soufflage dure 17 minutes, le soufflage final 3 minutes. Pour l'échantillonnage il faut environ 5 minutes. Pour les bandages, on ajoute à la fonte brute 7 0/0 de son poids en fonte blanche miroitante et 2 0/0 de ferro-manganèse. Durée de la fusion 12 minutes. Déchet 17 0/0.

Le fer engendré avec 0,15 à 0,05 0/0 de C rompant à 41,5 kg par mm^2 et dont la contraction comporte environ 60 0/0, peut être employé très avantageusement pour les broches, les fers profilés, les traverses de chemin de fer, les tôles, les rivets, etc. Les fils de fer de 37 kg par mm^2 de résistance contiennent 0,1 0/0 de C, 0,3 0/0 Mn, 0,02 à 0,04 P. et des traces de S et Si. Les rails de chemin de fer contiennent 0,25 0/0 C, 0,25 0/0 Mn, 0,1 0/0 P. Les bandages, les axes, etc. rompent à 50 kg par mm^2.

2. *Aciéries rhénanes.* 4 convertisseurs en 2 divisions. Pour chaque paire de convertisseurs, il faut 3 cubilots pour la fusion de la fonte brute avec deux plus petits pour la fonte miroitante. Une charge contient 3 t de fonte d'Ilseder, 1 t de fonte luxembourgeoise et 0,5 de Grünbacher (Siegener, contenant du manganèse); en tout 4,5 t de fonte blanche et 1,5 t de fonte grise (Cleveland). Après la fusion de la fonte brute, elle contient de 1 à 1,25 0/0 de Si, de 1 à 1,25 0/0 de Mn, 1,7 à 2 0/0 P. L'acier des rails contient de 0,25 à 0,3 0/0 de C, 0,06 à 0,09 0/0 P, 0,3 0/0 Mn et des traces de Si. Le fondant calcaire comporte 18 0/0, l'addition en fonte blanche miroitante 7 0/0; lorsque celle-ci ne contient que 11 à 12 0/0 de Mn, on jette dans les convertisseurs 1/2 0/0 de ferro-manganèse avant l'introduction de la fonte « spiegel. » Durée de soufflage; 13 1/2 à 16 1/2 minutes. Le soufflage subséquent ininterrompu comporte 5 minutes; l'échantillonnage également 5 minutes. Le deuxième soufflage subséquent comporte de 15 à 20 secondes. Le deuxième échantillonnage encore 5 minutes, c.-à-d., il faut un peu plus de 30 minutes jusqu'au moment de l'addition de la fonte miroitante. La fonte miroitante est ajoutée 10 minutes avant la coulée, et la coulée de 25 lingots demande derechef 10 minutes; le traitement d'une charge demande environ 50 minutes.

En 12 heures, on peut traiter 9 charges. Les soles sont damées, elles sont avec ou

sans buses, mais toujours avec 45 trous à vent de 15 *mm* de diam. ; la pression du vent = 2 à 1,4 atmosph. Les soles peuvent supporter le plus souvent 8 et rarement 12 charges. Déchet = 15 0/0. Les lingots à section octogonale sont ramenés à la section carrée d'environ 150 *mm* de côté au moyen d'un marteau-pilon de 15 *t*, et ensuite ils sont livrés aux laminoirs.

3. *Teplitz.* D'après Ehrenwerth, on traite la fonte brute de Ilseder avec 2,0 à 2,4 0/0 *P*, 0,01 à 0,1 0/0 *Si*, 3,0 0/0 *C*, 2,533 0/0 *Mn*, 0,019 0/0 *Ca* et au maximum 0,02 0/0 *S*. La sole comprend 6 tuyères à 7 buses de 13 *mm* de diam. Une sole résiste à 17 jusqu'à 34 charges (en moyenne 25 charges), le revêtement à 60 charges ; il faut, par charge, de 2 à 8 tuyères. Durée de soufflage par charge, environ 10 minutes, les 3 minutes de soufflage final comprises (machine soufflante 300 tours). Une charge consiste en 6000 *kg* de fonte brute d'Ilseder, 50 *kg* de déchets, 60 *kg* de ferro-manganèse (13 à 17 0/0 de *Mn*), 850 *kg* (14 0/0) de chaux calcinée. Le fer en fusion contient 0,15 0/0 *C* ; le laitier, 15 à 20 0/0 du poids en fonte brute, 2 à 4 0/0 SiO_2, 20 à 25 0/0 P_2O_5, 1,2 0/0 *Fe*. L'acier de rails contient 0,38 à 0.42 0/0 *C*, 0,01 à 0,06 0/0 *P* (en moyenne 0,03 à 0,04 0/0). Le déchet y compris la recarbonisation comporte de 12 à 14 0/0 non compris 1 0/0 de fer dans le laitier.

4. *Kladno.* Une charge se compose de 6 *t* de fonte brute (avec 1,5 0/0 *P*, 1 0/0 *Mn* et 0,6 0/0 *Si*), 0,9 *t* (= 15 0/0) de chaux 0,4 *t* (= 6 2/3 0/0), fonte miroitante (avec 8 à 10 0/0 de *Mn*), arrivant rouge dans les chaudières. La fonte brute est fondue dans des cubilots avec 12 0/0 de coke. La sole se compose de 100 parties de débris de briques et de 7 parties de goudron de houille purgé d'eau, avec 80 buses ; le séchage s'opère en 7 jours ; la sole résiste à 10-12 charges et le revêtement à 60-80 charges. Déchet, la refonte comprise, 14 à 15 0/0. Par 24 heures on peut traiter de 12 à 16 charges. Le laitier contient 8,08 0/0 SiO_2, 55,3 0/0, *CaO* et *MgO*, 12,01 0/0 P_2O_5, 12.56 0/0 Al_2O_3. 3,04 0/0 *FeO*, 4,4 0/0 Fe_2O_3 et 5 0/0 *MnO*.

d. Décarburation du fer dans les fours à reverbères.

Généralités. Longueur de la sole, 4 à 5 *m* ; largeur, 2 à 3 *m* ; hauteur sous la voûte, 0,8 à 1 *m* ; la sole (4 à 9 parties de sable quartzeux, 1 partie d'argile réfractaire) a 15 à 20 *cm* d'épaisseur. L'addition de fonte miroitante comporte 6 à 10 % du poids de la fonte brute ; il suffit de 1 à 3 % de ferro-manganèse. Souvent il y a 10 fois plus de fer que de fonte brute.

Le foyer peut contenir 1,5 à 8, rarement jusqu'à 12 *t*. Déchet en moyenne 6 à 8 %, souvent 10 %, avec le déchet dans les coquilles, etc., environ 14 %. On fait 3 chaudes en 24 heures ; la dépense en houille, dans les petits fours, est d'environ 100 %, dans les grands, d'environ 60 % du produit fini.

Les frais d'installation d'un four comportent.

Production mensuelle.

15600 francs pour	120 *t* ;	contenu	2 *t* ;	1 générateur et carneau	
19400 »	»	180 *t* ;	»	3 *t* ;	2 générateurs et carneaux.
24400 »	»	250 *t* ;	»	5 *t* ;	2 » »
31250 »	»	350 *t* ;	»	7,5 *t* ;	4 » »
33125 »	»	400 *t* ;	»	10 *t* ;	4 » »

100 *kg* de fer en barres demandent 122 *kg* de lingots pour un déchet de 9 %. Dépense en houille à gaz, 70 %. Dépense en pierres, matériaux à foyers, coquilles, garniture de feu, etc., 0,875 fr. pour les petits fours, et 0,6875 fr. pour les grands fours pour chaque 100 *kg* de lingot.

Exemples d'exécutions. Dans les usines *Gutehoffnung*, les charges de 5000 *kg* devant fournir des fers ayant une résistance à la rupture par traction d'environ 45 *k* par *mm*², 60 0/0 de contraction et 33 0/0 d'allongement, pour un diamètre de tige de 11 *mm*, sont composées en gros de la manière suivante : 80/0 de fonte brute Bessemer Oberhausener, 60 0/0 de lingots d'acier, 20 0/0 de rognures de tôle d'acier, 12 0/0 de rognures de tôle de fer et en plus, à la fin de l'opération de 1 à 3 0/0 de ferro-manganèse (60 0/0 *Mn*). Les matières sont introduites simultanément, les rognures de tôles seulement sont introduites au fur et à mesure de l'opération d'après la fluidité du mélange. Les matières, non compris le ferro-manganèse, sont dans le mélange dans la proportion (en 0/0), suivante :

C	*Si*	*P*	*S*	*Mn*	*Cu*
0,497	0,48	0,089	0,016	0,86	0,002

Après 7 à 8 heures de marche, lorsque le mélange a acquis sa plus grande chaleur, l'analyse donne :

0,06	0,10—0,15	0,09	0,02	traces	—

Pour éloigner maintenant *Si*, on introduit environ 17 % de minerai pur (par ex. Minerai Mokta) et le mélange est bien remué : il contient alors :

0,03—0,05	traces	0,09	0,02	traces	—

L'addition du ferro-manganèse ajoute les % suivants :

0,066	0,018	0,002	traces	0,82	traces

Le mélange sans déchet contient maintenant :

0,11	0,02	0,092	traces	0,82	—

Mais les lingots contiennent :

0,08—0,12	traces—0,01	0,09	traces—0,03	0,30—0,45	—

0,52 à 0,37 0/0 du *Mn* vont dans les scories, c'est pourquoi on doit opérer la coulée très vite après l'addition du ferro-manganèse. En 24 heures on peut traiter de 2 à 3 charges de 5000 *kg*. Déchet 3 à 8 0/0 ; dépense en charbon 40 à 70 0/0 de la production. Un four supporte suivant la nature de la pierre de 30 à 120 charges.

Usine Siemens-Martin à Graz. 2 fourneaux de fusion pour charge de 10 *t* et 1 pour charge 5,5 *t* ; ces fourneaux comprennent 8 générateurs ou gazogènes. Dans les fourneaux se réunissent gaz et air, d'abord sur la sole proprement dite, ensuite le mélange s'écoule dans une direction fortement inclinée par rapport à la sole du fourneau ; par ce moyen la durée des fourneaux, qui correspondait auparavant à 30-40 charges, est montée jusqu'à 150 et 230 charges ; de plus, par ce moyen, la matière traitée est débarrassée plus rapidement de *C*.

Les fourneaux réchauffeurs avec générateurs *Bicheroux* sont chauffés à la houille menue ; ils réchauffent les charges des deux fourneaux de fusion et chauffent une chaudière à vapeur verticale de 1,25 *m* de diam. et 15,9 de haut.

On fabrique des rails avec 0,3 à 0,4 % *C* ; 0,08 à 0,12 *P* ; 0,01 à 0,02 *Si* ; 0,10 à 0,25 *Mn* avec les charges suivantes :

Charge en t...	=	6			10			10	
Fonte brute en °/°...	=	25,55			28,02			28,7	
Vieux rails en °/°...	=	63,69			42,51			46,0	
Déchets en °/° ...	=	8,21			26,09			22,0	
Fonte blanche miroitante en °/°	=	2,55			3,38			3,3	
Contenu en ...		*Mn*	*C*	*P*	*Mn*	*C*	*P*	*Mn*	*C*	*P*
°/° ...		1,17	1,35	0,15	1,10	1,36	0,1	1,14	1,4	0,115
Déchet en °/° ...	=	7			5			5		
Durée du traitement (en heures)	=	9			11—12			11—12		
» totale (en heures ...	=	10 $\frac{3}{4}$			14—15			14—15		

96 charges correspondent à 3366 pièces de lingots d'acier formant un total de 955352 *kg* et 2028 *kg* de pièces loupées (manquées). Pour 100 *kg* de lingots, il faut 57,5 *kg* de charbon tout venant pour les fourneaux de fusion, et 29,9 *kg* de houille menue pour les fourneaux réchauffeurs. Le petit fourneau dépense 96,64 *kg* de charbon tout venant pour 100 *kg* de lingots pour la fusion et 42,44 *kg* pour le réchauffage,

Les aciéries de Hallside se composent de 16 fourneaux sur une seule rangée ; devant chaque fourneau se trouve une fosse de 1,4 *m* de large et 1 *m* de profond. Les fourneaux à charges de 5,5 à 6 *t*, ont une sole de 2,75 *m* de long, et 1,85 *m* de large ; profondeur du trou de coulée au-dessous de la porte de travail = 0,56 *m*. Les fourneaux à charge de 10 *t* ont une sole de 3,81 *m* de long et 2,29 *m* de large ; entre le trou de coulée et la porte, il y a 0,66 *m*. Un fourneau de 6 *t* a 5,15 *m* de long et 2,7 *m* de large ; ceux de 10 *t*, 6,10 *m* et 3,05 *m*, En moyenne la charge est composée de 1/2 de fonte brute grise, 1/4 de déchet et 1/4 de minerais. La fonte brute écossaise employée contient 2,5 à 3,5 β *C*, 0,3 à 0,4 α *C*. 0,5 à 0,8 *Si*.

La fonte brute et les déchets sont introduits en même temps ; après environ 2 heures, la charge est fondue ; lorsque la masse liquide bout, on introduit les minerais petit à petit. Lorsque le mélange est complètement au repos, on introduit de 7 à 9 0/0 de fonte blanche miroitante avec 20 à 25 0/0 *Mn*. L'opération entière dure de 6 à 7 heures, c'est-à-dire qu'en 24 heures on peut en faire commodément 3. L'acier ainsi obtenu contient

C		*Si*		*S*		*Mn*	
0,48	0,39	0,08	0,12	0,02	0,03	0,41	0,38

Par fourneau, il faut 3 fondeurs, 3 hommes desservant les poches et 6 pour la manœuvre des grues.

e. Acier fondu au creuset.

Les creusets en terre réfractaire pesant environ 12,5 *kg* pièce, se composent de 11 *kg* d'argile brute, 1 *kg* d'argile réfractaire (chamotte) et 0,5 *kg* de coke.

Les creusets peuvent être fabriqués en prenant 5,5 *kg* de graphite, 5,5 *kg* d'argile réfractaire et 1,5 *kg* d'argile, ou bien en prenant 10 *kg* d'argile, 1 *kg* de fragments de vieux creusets pulvérisés et 0,5 de coke. Les creusets sont calculés pour traiter 14, 15, 20 à 25, 30 à

40 *kg* d'acier, et ont de 20 à 26 *cm* d'épaisseur de paroi pour un diamètre à la partie supérieure de 17 à 19 *cm* et pour un diamètre maximum de 25 à 26 *cm*; hauteur du creuset = 31 à 42 *cm*; épaisseur du fond = 26 à 33 *mm*.

Dans les fourneaux à cuve, la hauteur de la grille au gueulard est de 1 *m*, jusqu'au rampant 0,8 *m*. La largeur et la longueur du fourneau pour un creuset = 40 × 40 *cm*: pour deux, 42 × 55 *cm*; pour quatre, 55 × 60 *cm*. La durée d'une fonte est de 3 à 4 heures; dans les fourneaux plus grands, avec 8 à 12 creusets, il faut 6 heures pour la fusion. Pour 100 *kg* d'acier, il faut 400 *hg* de coke; déchet, 3 à 5 %.

Les *fourneaux régénérateurs de Siemens* consistent en 3 chambres séparées de 6 creusets chacune disposés en 2 rangées. Le renversement du feu, ou changement de direction des gaz, se fait toutes les heures; pour chaque *t* de houille gazéifiée en 24 heures, il faut environ 2,5 m^3 de canaux en treillis dans le régénérateur. Le service des fourneaux et générateurs demande 6 hommes par journée et par fourneau, perte due à la fusion, 1 à 3 %; dépense en charbon, 100 à 125 %.

Les fourneaux de fusion à creusets avec une surface de foyer, 2,5 × 2,6 *m* et *générateurs Bicheroux*, renferment 40 à 55 creusets de 30 à 34 *kg* de contenu.

En 24 heures, on peut traiter 2 ½ à 4 charges, en supposant une durée de traitement par charge de 7 à 5 heures. Il faut 1 heure pour réparer le foyer et pour charger. Un four de 45 creusets, contenant 33 *kg* chacun, consomme, en 24 heures, 8 *t* de houille, et fournit 1400 1500 *kg* de vapeur à une tension moyenne de 4,5 atmosphères.

L'acier le meilleur pour les outils est l'acier de cémentation fait avec de la fonte au charbon de bois première qualité; quand on peut admettre les qualités d'acier inférieures, on se sert d'acier puddlé et d'acier Bessemer

f. Acier de cémentation.

Un fourneau de cémentation comprend deux caisses de cémentation qui, en moyenne, ont 2,8 à 3,4 *m* de long, 0,7 à 0,9 *m* de large, 0,7 à 1,1 *m* de haut, et contiennent le plus souvent 7,5 à 10 *t* de fer chacune, ces caisses sont en argile réfractaire, briques réfractaires, quelquefois aussi en plaques de grès réfractaire. Epaisseur de parois des caisses, 0,12 à 0,15 *m*; distance entre deux caisses, 0,12 à 0,13 *m*; distance entre les caisses et les parois latérales du fourneau 0,13 *m* dans les petits fourneaux et 0,21 *m* dans les grands. Les barres de fer à cémenter sont au minimum 52 *mm* plus courtes que les caisses, et ont 8 à 20 *mm* d'épaisseur et 59 à 130 *mm* de large.

Le volume du fer qui peut être introduit dans chaque caisse peut comporter 36 °/₀ du volume de la caisse. Comme cément ou poudre cémentoire, on se sert de poudre de charbon de bois; le mieux est de faire usage du charbon provenant de bois durs (hêtre, bouleau, chêne). Le charbon est partie employé en poudre, partie en petits fragments cubant au maximum 1,8 *cm*.

Pour chaque cémentation on prend $^1/_2$ à $^3/_4$ de charbon frais; pour 100 *kg* de fer, il faut 27 *kg* de charbon de bois.

Comme combustible, on emploie la houille à flamme; si on brûle de la houille anglaise, on en consomme 75 °/₀ du poids du fer à cémenter, tandis qu'on consomme 80 °/₀ de houille de Westphalie, 150 à 300 °/₀ de lignite ou tourbe, 300 à 325 °/₀ de bois. La mise en feu dure environ 24 heures.

La cémentation, la mise en feu comprise, dure de 9 à 10 jours rarement 7 à 8 jours. Refroidissement 3 jours. Le produit a augmenté en poids de 0,5 à 0,75 °/₀.

Un fourneau de cémentation à Remscheid contenant de 25 à 28 *t* de fer, consomme environ 100 0/0 de houille, 11,5 0/0 de charbon de bois (renfermant 22,51 0/0 H_2O) pour opérer la cémentation. Augmentation de poids environ 1 0/0. 2 caisses de 1150 *mm* de haut, 3000 *mm* de long, 920 *mm* de largeur interieure; épaisseur de paroi de 150 *mm*. De l'arête supérieure de la caisse jusqu'à l'arête inférieure de la clef de la voûte 580 *mm*; la voûte proprement dite a 190 *mm* d'épaisseur. Les grilles, dont une sous chaque caisse, mesurent 3850 × 480 *mm* et sont servies par leurs deux extrémités. Le fourneau complet a 4,55 *m* de large, 5,4 *m* de long, 4.05 *m* de haut. Le coût de cémentation peut être évalué à 1,90 à 2,30 *frs* par 100 *kg*. Pour remplissage au chargement il faut 7 journées de 2 hommes; pour le chauffage 2 hommes à 10 journées et pour décharger 2 hommes à 8 journées.

g. Fonte malléable.

La fonte brute ne doit pas contenir de graphite, le moins possible de *Mn* et ne doit renfermer *Si* qu'en faible quantité. Pour décarburer, on emploie le fer oligiste, plus rarement le fer spathique grillé ou la limonite calcinée et la calamine; ces corps sont des fragments de 1 *mm*. Les creusets de décémentation, cylindriques ou cubiques, contiennent chacun 20 à 30, quelquefois 100 à 120 *kg* d'objets en fonte. Les creusets sont en fonte, renfermant le plus possible de graphite, et résistent à 15—20 opérations (ceux en fer, seulement à 3); les creusets, ou pots cylindriques, ont en général 300 *mm* de diamètre 400 *mm* de haut, 10 à 15 *mm* d'épaisseur de manteau et 20 *mm* d'épaisseur de fond; ces pots sont munis de pieds afin que la flamme puisse agir sur le fond; les caisses cubiques ont 320 *mm* de coté. les parois et le fond ont 26 *mm* d'épaisseur, 4 pieds. Un fourneau tient ordinairement 12 à 15 pots, qui sont portés au rouge cerise, en 18 à 24 heures, pour les petites pièces de fonte moulée (au-dessous de 25 *mm* d'épaisseur), et maintenues à cette température pendant 60 à 80 heures, puis refroidies en 24 à 36 heures.

h. Fours ou fourneaux à réchauffer ou à souder le fer.

Inclinaison de la grille, 38 à 40°. Dans les petits fourneaux, le canal de fuite des gaz sert aussi pour le laitier: dans les grands fourneaux à sole très large, il est bon d'avoir pour le chauffage uniforme de la sole deux canaux de fuite; le laitier s'écoule immédiatement derrière l'autel par un canal sur la paroi arrière du fourneau. Les rampants doivent toujours être surbaissés. Dans les petits fourneaux, avec un canal d'émission, lorsqu'on chauffe à la houille, la plus grande largeur de la sole comporte 1,5 *m* pour 2,9 *m* de long; la grille en projection horizontale mesure 1 *m* de large sur 1 *m* de long, tandis que la longueur réelle de la grille = 1,25 *m*: la section la plus étroite du canal d'émission a 300 *mm* de haut et 390 *mm* de large, elle est égale à $^1/_9$—$^1/_{10}$ de la surface de la grille; la section au-dessus de l'autel mesure 700 *mm* de haut et 1000 *mm* de large, c'est-à-dire, elle correspond comme superficie à $^1/_2$ jusqu'à $^7/_{12}$ de l'aire de la grille. Le milieu du feu est à 235 *mm* et le milieu de l'autel à 105 *mm* du milieu de la sole dans la direction de la paroi avant du four.

Un four à deux canaux d'émission, avec une sole de 3,6 *m* de profond et 3,5 *m* de large, doit avoir les dimensions suivantes :

Largeur du feu, 1385 *mm*, longueur du feu, mesurée suivant une horizontale, 1045 *mm*; surface de grille = environ $^1/_6$ de la surface de la sole; le milieu du feu est, du milieu de la sole, à une distance de 55 *mm* dans la direction de la paroi avant du four. L'appel disposé dans la face arrière du fourneau mesure 262 *mm* de large et 315 *mm* de haut; celui dans la face avant comporte 470 *mm* de large et 315 *mm* de haut; si la somme des sections = $^1/_9$ de celle de la grille, la section avant comporte $^2/_{27}$, celle arrière $^1/_{27}$.

Le canal postérieur est situé à 445 *mm*, l'antérieur à 630 *mm* des parois du fourneau correspondantes.

Hauteur de l'autel au-dessus de la sole = 400 *mm*; largeur de l'autel 400 *mm*; hauteur de la clef de la voûte au-dessus de celui-ci 680 *mm*.

Le point le plus bas du feu est situé à 470 *mm* au-dessous de l'arête supérieure de l'autel, dans le cas où il doit être brûlé 5850 *kg* de charbon en 12 heures sans introduction de vent et 4500 *kg* avec vent refoulé par soufflerie. *Sans soufflerie*, on ne peut brûler que du charbon à longue flamme; avec des charbons à courte flamme, le vent ayant de 50 à 105 *mm* de pression, introduit par une ouverture de 315 *mm* de diamètre au centre de la grille, a pour effet d'allonger la flamme d'une façon considérable.

Derrière les grands fourneaux, se trouvent 2 chaudières de 10 à 12 *m* de long dans lesquelles le tirage s'effectue à l'aide d'une cheminée. La production dans les petits fourneaux correspond pour le soudage en une chaude à 10 *t* et pour celui en deux chaudes à 6 *t* de pièces

traitées par 12 heures de travail ; dans les grands fourneaux, on peut, en une double chaude, produire 9 *t* de fer forgé ou fer façonné (sans les bouts), pour une durée de travail de 12 heures.

Dépense en charbon, pour le fer soudé en deux chaudes, 57 à 60 %. Déchet 11,5 à 12 % des pièces avec leurs extrémités. Une voûte résiste de 15 à 18 et quelquefois même 24 mois, mais le four doit être réparé tous les 2 à 3 mois.

On compte habituellement pour un four à souder les barres de fer 200 *kg* de dépense de houille qui, avec une surface de chauffe de 42,5 m^2 peuvent vaporiser 680 *kg* d'eau.

Par four à souder, il faut de $^1/_4$ à 4 fours à puddler, suivant la sorte de fer à fabriquer ; en moyenne on peut en compter 2. Dans la fabrication du fer en barres et des tôles, il faut 1 four à enlevures pour environ 5 millions de *kg* de production annuelle, afin de travailler les déchets ; d'après la nature de ces derniers, un four à déchets produit par jour 1500 à 4000 *kg* de fer en loupes pour une consommation en charbon d'environ 2000 *kg* par jour.

Le tableau ci-contre donne les dimensions de différents fours ou fourneaux à souder.

Le *poids d'un paquet* égale :

$$\text{poids de la barre finie} + \text{poids des 2 bouts bruts} \times \left(1 + \frac{x}{100}\right),$$

où x représente le déchet en % = 6 à 10 pour soudage en une chaude et 10 à 16 % pour soudage en 2 chaudes.

Les 2 bouts bruts ont ensemble : *a*) pour les fers en barres de calibres moyens et petits, de 0,15 à 0,3 *m* de long ; *b*) pour les barres de forts calibres, pour les cornières (de dimensions faibles et moyennes) qui doivent mesurer une longueur déterminée (3 à 6 *m*), 0,47 *m* ; *c*) pour les arbres de 2,2 *m* de long formés de paquets ou de segments, 0,47 à 0,63 *m* ; *d*) pour les bandages de 2,8 *m* de long formés de paquets forgés et combinés au préalable (c'est-à-dire formés de loupes et de fer soudé), 0,47 à 0,63 *m* ; *e*) pour les petits rails de mines et rails provisoires de 4,7 *m* de long, 0,47 à 0,94 *m* ; *f*) pour les rails de chemin de fer de 4,7 à 5,6 *m* de long, 0,78 à 0,94 *m* ; *g*) pour les cornières, les fers en T et ⌶ de gros calibre et de 4,7 à 6,3 *m* de long, 1,1 à 1,25 *m*.

Dans la fabrication des tôles de chaudière, 100 *kg* de paquets de fer en loupes donnent 90 *kg* de plaques forgées une fois, 86 *kg* de plaques forgées 2 fois et 82 *kg* de plaques forgées 3 fois.

Par le laminage, 100 *kg* de plaques forgées une seule fois perdent 8 *kg* ; celles forgées 2 fois 6 *kg* ; celles 3 fois et plus moins de 6 *kg*.

Fours à souder ou à réchauffer	Pour rails de chemins de fer		Pour tôles	Pour barres de fer				Pour fils	Pour petits fers
	Avec courant d'air forcé sous la grille *)	Sans courant d'air forcé	Sans courant d'air forcé	avec courant d'air forcé sous la grille		sans courant d'air forcé sous la grille		Sans courant d'air forcé **)	Sans courant d'air forcé
Charge moyenne en *kg* ..	2450	1800	950	1250	750	1000	850	850	800
Somme des charges par 24 heures.....	11025	9000	5700	6250	6750	6000	5950	8500	4000
Surface de grille en m^2..	1,25	1,23	1,31	1,02	0,88	1,04	1,38	0,81	1,23
Surface libre de la grille exprimée en % de la surface totale.....	63	50	41	32	39	27	57	55	37
De la grille jusqu'à l'arête supérieure de l'autel en *m*	0,730	0,340	0,300	0,425	0,420	0,470	0,340	0,817	0,340
Du milieu de l'autel jusqu'à l'arête inférieure de la voûte, en *m*	0,730	0,365	0,420	0,350	0,410	0,314	0,314	0,287	0,365
De l'arête supérieure de l'autel jusqu'au haut de la sole, en *m*.....	0,400	0,105	0,150	0,125	0,110	0,065	0,092	0,156	0,100
De la sole jusqu'au dessous de la voûte, au milieu du four, en *m*...	0,840	0,680	0,525	0,425	0,480	0,497	0,471	0,601	0,490
Longueur intérieure de la sole, de l'autel jusqu'à l'ouverture du rampant, en *m*.....	3,139	2,350	2,400	2,850	2,350	3,008	2,668	2,824	2,340
Largeur dans œuvre de la sole, de la paroi arrière jusqu'à l'ouverture de la porte avant, en *m*.. ..	1,837	1,570	1,570	1,625	1,620	1,490	1,569	1,386	1,490
Pente ou chute par *m* de la sole, de l'autel à l'origine du rampant, en *m*.	0,160	0,235	0,235	0,200	0,310	0,196	0,130	0,313	0,230
Section du passage au rampant, en m^2.....	0,168	0,174	0,174	0,122	0,172	0,172	0,185	0.224	0,164
Longueur du rampant jusqu'à la chaudière, en *m*.	2,00	1,650	1,260	1,430	1,255	1,560	1,560	1,500	1, 570

Calcul des poids des plaques à laminer. Le déchet correspondant à une largeur déterminée et à un poids de 100 *kg* de tôles finies est donné par le tableau suivant:

*) La grille de ce fourneau est inclinée sur l'horizon.
**) La grille et canaux à air au-dessus de l'autel.

Largeur en *mm*	Déchet *kg*	Largeur en *mm*	Déchet *kg*
470—780	10	1200—1300	15
810—1040	11,25	1325 et plus	16,67
1065—1180	12,5		

De telle sorte que dans le dernier cas, par exemple, le poids de la plaque finie doit comporter 116,67 *kg*.

Dans les tôles finies, on calcule 129 *kg* de fer ébauché plat pour 100 *kg* de tôle, 3,2 *kg* de pièces manquées et 21,5 *kg* de rognures ou coupures.

i. Appareils cinglards ou cingleurs

1. *Marteaux à manche.*

On distingue les marteaux à soulèvement, les marteaux frontaux, les marteaux à bascule (martinets) suivant que les cames de soulèvement agissent entre la tête du marteau et l'axe de rotation, sur la tête du marteau ou en arrière de l'axe de rotation.

La force vive (L) d'un marteau à manche est $L = Gl\frac{s}{r}$.

G représente le poids du marteau,

s la distance du centre de gravité de la masse en mouvement de l'axe de rotation,

r la distance du centre de gravité de la tête du marteau à l'axe de rotation,

l la levée de la tête,

α. *Marteaux à soulèvement.* Course 52 à 65 *cm*, nombre de coups par minute, 80 à 120. Poids de la tête du marteau, 200 à 300 *kg*. Effet utile, en moyenne, 0,8.

β. *Marteaux frontaux.* Course, 60 à 100 *cm*. Nombre de coups par minute, 40 à 60.

Poids de la tête, 700 à 1200 *kg*.

γ. *Martinets.* Les bras de levier de la puissance et de la résistance sont entre eux dans un rapport compris entre 4 : 9 et 4 : 12; levée 50 *cm* ; le nombre de coups par minute = 120 ; le poids de la tête du marteau = 200 à 320 *kg*, quelquefois jusqu'à 750 *kg*.

Les marteaux à manche demandent, pour cingler une loupe sortant fraîchement du four, une force motrice de 14 à 18 chevaux-vapeur et un temps variant entre 30 et 35 minutes.

Pour le calcul du volant, v. page 466, v. aussi page 172

2. *Marteaux à vapeur ou marteaux pilons.*

Le poids tombant, la course ou hauteur de la chute et le nombre de coups par minute se déterminent d'après l'usage du marteau.

D'après *Ledebur*, on peut se baser sur le tableau suivant :

	Charge ou poids tombant *kg*	Levée *mm*	Nombre de coups par *min.*
Dans les ateliers de forgeage :			
pour petits objets	50—500	150—600	200—400
pour plus grands objets . . .	500—1000	600—1000	100—200
Dans les ateliers de puddlage :			
pour comprimer les loupes . .	1500—2500	1000—1500	80—100
Dans les ateliers de laminage :			
pour souder et comprimer les objets de grosseur moyenne . .	2500—5000	1250—1800	80—100
les objets plus grossiers (marteaux à brammes).	5000—10000	1500—2400	60—80
Dans les ateliers Bessemer et dans les fabriques d'acier fondu :			
pour objets de grosseur moyenne.	10000—20000	2000—3000	60—80
Dans les fabriques d'acier :			
pour les gros blocs	20000—50000	3000—3200	60

D'après *Kick*, étant donnés deux corps semblables de même matière, il faut, pour produire des déformations semblables des deux corps, que les travaux de battage soient proportionnels aux volumes des corps.

Calcul des marteaux à vapeur.

Notations :

G poids du marteau avec le piston et sa tige, en *kg*,

H levée du marteau en *m*,

S section du cylindre à vapeur,

$f_1 S$ et $f_2 S$ = sections de la tige au-dessous et au-dessus du piston, } en m^2,

$S_1 = S(1-f_1)$ surface d'action (du piston) inférieure, } en m^2,

$S_2 = S(1-f_2) = kS_1$ » » » supérieure, } en m^2,

p_1 pression moyenne de la vapeur pendant l'introduction, en *kg* par cm^2,

$P = S_1 (p_1 - 1) = mG$ la pression effective soulevant le piston.

$\rho_1 G$ résistance moyenne pendant la levée du piston résultant du frottement des garnitures et de la contre-pression due à l'avance à l'introduction.

$\rho_2 G$ résistance moyenne pendant la chute du marteau,

$h_1 = i_1 H$ hauteur de la levée jusqu'où la vapeur est introduite sous le piston,

$h_2 = i_2 H$ chemin pendant lequel la vapeur est introduite sur le piston pendant la chute du marteau,

$L = \lambda GH$ = force vive emmagasinée dans la masse tombante au moment où elle atteint l'enclume,

z nombre de coups maximum par minute,

D dépense en vapeur par coup de marteau, en kg, sans tenir compte des espaces nuisibles et des pertes en vapeur.

γ_1 poids de la vapeur d'introduction en kg par m^3.

La levée se prend couramment égale à

$$H = 0{,}025\sqrt{G},$$

Le diamètre de la tige du piston comporte, pour les marteaux-pilons à fortes tiges de piston, $^1/_2$ à $^5/_8$ du diamètre du cylindre; pour les marteaux-pilons, à faibles tiges de piston, on peut suivre le tableau suivant :

Pour une course de	Pour forger le fer	Pour forger l'acier
moins de 1 m.	$\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{10}$	$\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{8}$
1 à 2 m.	$\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{6}$
supérieure à 2 m.	$\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{5}$

du diamètre du cylindre.

Si la vapeur d'introduction sur le piston est fraîche, on prend le diamètre de la tige du piston, 25 °/₀ plus fort.

Des deux coefficients i_1 et m, l'un peut être adopté, l'autre, ainsi que λ, se calculent alors pour chaque système de marteau en particulier (avec considération éventuelle de i_2).

D'après *Stühlen*, on prend :

1) pour les marteaux rapides à cylindre, à double effet, avec poids tombant atteignant jusqu'à 150 kg, et pour 300 à 400 coups par minute :

$$m = 5 \text{ à } 6,$$

pour un poids tombant de 150 à 450 kg et pour 150 à 300 coups.

$$m = 4 \text{ à } 5.$$

2) Pour les marteaux-pilons de

500 à 1250 kg : $m = 2{,}5$ à 3,
1250 à 2500 kg : $m = 2$ à 2,5,
2500 à 5000 kg : $m = 1{,}75$ à 2,
5000 à 10000 kg : $m = 1{,}5$ à 1.75.

D'après *Grashof* :

$$S = \frac{mG}{(1 - f_1)(p_1 - 1)}; \qquad z\sqrt{H} = \frac{132{,}88}{\sqrt{\frac{1}{i\mu}} + \sqrt{\frac{1}{\lambda}}},$$

où $\mu = m - 1 - p_1$.

Le travail par *kg* de vapeur dépensée ou rapport d'économie de la vapeur

$$= \frac{L}{D} = \frac{\lambda'(p_1 - 1)}{\gamma_1},$$

où $\lambda' = \frac{\lambda}{i_1 m}$ pour les pilons sans vapeur fraîche sur le piston et

$$\lambda' = \frac{\lambda}{(i_1 + k i_2) m}.$$

pour les pilons avec vapeur fraîche sur piston.

α. *Marteaux-pilons à simple effet* (construction *Nasmyth*, etc.). L'espace du cylindre au-dessus du piston communique toujours avec l'atmosphère; à la fin de l'introduction de la vapeur, celle-ci commence immédiatement à s'échapper de nouveau.

On a :

$$i_1 = \frac{1 + \rho_1}{m}, \lambda = 1 - \rho_2, \lambda' = \frac{1 - \rho_2}{1 + \rho_1}.$$

Pour $\rho_1 = 0{,}05$ et $\rho_2 = 0{,}1$	$\lambda = 0{,}9$	et $\lambda' = 0{,}857$		
et pour $m = 1{,}5$	$= 2$	$= 2{,}5$	$= 3$	
$i_1 = 0{,}7$	$= 0{,}525$	$= 0{,}42$	$= 0{,}35$	
$z\sqrt{H} = 46{,}9$	$= 53{,}8$	$= 56{,}9$	$= 58{,}7$	

β. *Marteaux-pilons à double effet* avec vapeur fraîche à la partie supérieure. Pendant la levée, jusqu'à la hauteur *h*, la vapeur supérieure s'écoule dans l'atmosphère ; jusqu'à la fin de la levée, la vapeur inférieure s'écoule et de la vapeur fraîche est introduite à la partie supérieure. Cette vapeur fraîche continue à être introduite pendant la chute $i_2 = 1$).

On a :

$$i_1 = \frac{1 + \rho_1 + km}{(1 + k) m} ; \lambda = 1 - \rho_2 + km ; \lambda' = \frac{\lambda}{(i_1 + k) m}.$$

pour $k = 1$,	$\rho_1 = 0{,}05$ et $\rho_2 = 0{,}15$			
et pour $m = 3$	4	5	6	
$i_1 = 0{,}675$	0,631	0,605	0,587	
$\lambda = 3{,}85$	4,85	5,85	6,85	
$\lambda' = 0{,}766$	0,743	0,729	0,719	
$z\sqrt{H} = 96{,}2$	111,8	125,3	137,2.	

γ. *Marteaux avec vapeur supérieure se détendant* (marteaux-pilons *Daelen*). — La tige du piston est très grosse. Après que le marteau est monté de la quantité *h*, l'introduction de la vapeur sous le piston et l'échappement de la vapeur sur le piston cessent ; en même temps les espaces au-dessus et au-dessous du piston sont reliés, et cet état de choses demeure pendant la chute.

Si l'espace au-dessus du piston lorsque celui-ci occupe sa position supérieure $= eO_1H$, la pression p_2 de la vapeur, pour cette position du piston, peut être prise approximativement égale à celle de la vapeur saturée dont le poids en kg par m^3 serait :

$$\gamma_2 = \frac{i_1\gamma_1 + [(1-i_1)k+e]\gamma_0}{1+e}.$$

γ_0 représentant le poids en kg de 1 m^3 de vapeur saturée à la pression de 1 atmosphère ; alors on a :

$$m = \frac{1+\rho_1}{i_1 - \dfrac{\lambda_1 p_2 - k + 1}{p_1 - 1}} ; \lambda = 1 - \rho_2 + m\frac{\lambda_2 p_2 - k + 1}{p_1 - 1} ;$$

$$\lambda' = \frac{\lambda}{i_1 m}.$$

Ici on suppose que, pendant la compression de la vapeur pendant la montée et pendant la détente durant la descente du mouton, la pression de la vapeur varie en raison inverse de la $n^{ième}$ puissance du volume :

$$\lambda_1 = \frac{1+e}{n-1}\left(1-\varepsilon_1{}^{n-1}\right) \text{ et } \varepsilon_1 = \frac{1+e}{i_1+(1-i_1)k+e},$$

$$\lambda_2 = \frac{1+e}{n-1}\left(1-\varepsilon_2{}^{n-1}\right) \text{ et } \varepsilon_2 = \frac{1+e}{k+e}.$$

Avec $e = 0{,}1$ $\quad i_1 = 0{,}7$ $\quad k = 1{,}5$
$\rho_1 = 0{,}08$ $\quad \rho_2 = 0{,}12$ $\quad n = 1{,}13$,

on trouve pour

$p_1 =$	3	4	5	6 kg par cm^2.
$m =$	1,381	1,489	1,548	1,587
$\lambda =$	1,204	1,239	1,258	1,268
$\lambda' =$	1,245	1,189	1,161	1,141
$z\sqrt{H} =$	43,0	48,0	50,4	51,8.

Le *poids de la chabotte d'enclume* comporte :
pour les marteaux à forger le fer $6H$ fois et au minimum 8 fois le poids du mouton ; pour les marteaux à forger l'acier $10H$ fois et au minimum 12 fois le même poids.

Dans les marteaux à vapeur supérieure fraîche, on prend le poids de la chabotte de 30 % supérieur à ce que nous venons d'indiquer.

La pression sur le support de la chabotte, par suite du coup, dépend de la forme et du poids de cette chabotte, de la forme et de la ténacité de la pièce que l'on forge, ainsi que de l'élasticité ou flexibilité du support.

Désignons par :
P la pression sur le support en kg,
G le poids du marteau en kg,

H la levée (pour les marteaux avec vapeur sur le piston, la hauteur correspondant à la vitesse) du marteau en m;
on peut supposer en moyenne pour les marteaux à loupes :

$$P = 30\ GH \text{ à } 60\ GH,$$

pour les marteaux à forger les paquets :

$$P = 60\ GH \text{ à } 95\ GH.$$

pour les marteaux à forger l'acier :

$$P = 95\ GH \text{ à } 125\ GH$$

A cette pression, il faut ajouter le poids de la chabotte.

3. *Machines à cingler ou à maquer* (Squeezer). Bras de levier 1,3 à 2,53 m de long. Course à l'extrémité de la plaque de pression (de 1 à 1,2 m et 0,5 m de large) = 0,25 à 0,3 m. Nombre des oscillations 40 à 50 par minute.

Travail dépensé : 8 à 10 chevaux-vapeur. Une machine à cingler dessert de 10 à 16 fours.

k. Laminoirs.

Laminoirs à fil avec cylindres dégrossisseurs séparés, d'un diamètre de 280 à 300 *mm* et faisant de 250 à 220 tours, avec laminoirs accélérés à cylindres de 250 *mm* de diamètre, faisant environ 500 tours et se trouvant à 700 — 500 *mm* des cylindres étireurs et 300 *mm* des cylindres finisseurs. Distance entre les deux rainures ou chemins, 8 à 10 *m*.

Les machines travaillent à une pression de 4 atmosphères effectives avec degré d'admission de $^1/_4$, ou à une pression effective de 3 atmosphères avec degré d'admission de $^1/_2$, et elles font 80 tours par minute.

Petit train ou laminoirs pour petits fers; également avec cylindres dégrossisseurs séparés, qui sont commandés directement par la machine; ils font 120 tours par minute et ont 400 *mm* de diam.

La transmission de la vitesse se fait par courroies ou cordes. Distance entre les deux chemins 7,5 *m*.

Les laminoirs pour rails en acier fondu ont de 650 à 700 *mm* de diam., ont de 2 à 3 châssis ou cages et font de 60 à 70 tours par minute.

Les laminoirs à rails en fer fournissent, avec 2 fours pour marteaux et 2 fours pour laminoirs, 160 à 170 rails par jour, pesant environ 250 *kg* pièce. Charge 6 à 7 paquets et 5 charges pour chaque four pour marteaux par journée.

Un *train de laminoir* (*trio*) *pour rails Bessemer*, existant en Westphalie, produit en 24 heures environ 1000 à 1200 rails de 250 *kg*, exceptionnellement 1304 pièces, formant un total de 372 *t*, et 1620

Dénomination	Laminoirs aciérés pour fils, petits fers en rubans, fers à clous, etc.	Laminoirs pour petites dimensions : fers plats et en rubans jusqu'à 50 *mm* de large, fers ronds et carrés jusqu'à 33 *mm* d'ép., pet. fers profilés.	Laminoirs pour dimensions moyennes : fers plats et en rubans de 50 à 150 *mm* de large, fers ronds et carrés jusqu'à 75 *mm*, fers profilés moyens.	Laminoirs pour fer en loupes ou trains ébaucheurs.	Laminoirs à rails ; fers ronds jusqu'à 150, fers carrés jusqu'à 130, fers plats jusqu'à 470, fers L et H jusqu'à 180 *mm* de h.	Laminoirs pour fers ronds de 150 à 250 *mm* ; pour fers plats larges et pour les fers profilés les plus lourds.	Laminoirs pour tôles de 2,5 à 35 *kg* par m^2.	Laminoirs pour tôles à chaudières.	Laminoirs pour cuirasses.
Diamètre des cylindres en *m*	dégros. 0,28—0,38 finis 0,22—0,33	0,40 0,30	0,37—0,42	0,38—0,55	0,50—0,55	0,63—0,73	0,50—0,52	0,58—0,63	0,65—0,75
Nombre de tours par minute.	dégros. 250—220 finis 500	120 260	75—120	40—70	70—80	40—60	30—60	40—70	20
Nombre des cages.	6—7	3—5	3—4	2—3	3	1—2	1—2	1—3	1—2
Diam. du cylindre de la machine, en *m*.	0,785	0,70	0,52—0,63	0,63—0,785	0,914—1,25	0,94 S^s volant 1,0	0,785 (trio 0,94)	0,780—1,050	1,1
Course du piston, en *m*	1,25	0,80	1,25	0,8—1,25	1,524—1,4	1,57	1,25 (trio 1,57)	1,4—1,6	1,57
Poids du volant, en *t*	—	—	20	14—25	50—40	30	25	30	—
Diam. du volant, en *m*	—	—	6,25	5,25—6,25	7,5	7,5	6,25 (trio 8,16)	6,25—10	—
Poids de la poulie à cordes ou à cour. en *t*.	16,3—26	11,5	—	—	—	—	—	—	—
Diam. de la poulie à cordes ou à cour. en *m*.	6,28—6,5	5,15	—	—	—	—	—	—	—
Diam. moyen de l'arbre en acier Bessemer, en *m*	0,275	0,26	—	0,225—0,275	0,38	0,33 / 0,355	0,275	—	0,38 / 0,42
Genre de transmission et rapport des vitesses	courroies ou cordes (câbles)	courroies ou cordes	directe	directe	directe	dir. ou $\frac{60}{24}$	directe	directe	$\frac{60}{20}$
Nom. des fours à souder	1 au max. 2	1 ou 2	2 ou 3	14 à 16 fours à puddler.	—	—	—	6	—
Production journalière par fourneau, en *t*.	jusqu'à 5	2,5—4,5	2,5—4,5	1,15	—	—	—	2,5—2,7	—

pièces faisant 324 *t.* La production maxima de la fabrique d'acier de Edgar Thomson, près Pittsburg, était, par 24 heures, de 1286 rails formant un poids de 350 *t.* Dans une autre fabrique d'acier américaine, il était laminé, en moyenne, en 24 heures, 1122 rails, faisant 254,5 *t.* Les cylindres des laminoirs ont, en Westphalie, 650 *mm* de diamètre, en Amérique, 560 à 590 *mm*, pour 75 à 80 tours par minute. Les machines ont des cylindres ayant 1,25 à 1,33 *m* de diamètre, 1,4 *m* de course, un arbre de 400 *mm* de diamètre, un volant de 40 *t* et 7,5 *m* de diamètre.

Un train de laminoir pour tôles fines, avec un laminoir dégrossisseur et un laminoir finisseur, un four à ébaucher, un four à recuire et 2 fours à réchauffer, peut produire, en 12 heures, les quantités de tôle finie suivantes (numérotage allemand) :

N^{os} 11—12	13—16	17—20	21	22	23	24	25
jusqu'à 4500	3500	2500	1800	1600	1400	1150	700 *kg.*

Déchet et rognures, lorsqu'il n'y a pas de dimensions déterminées, 20 °/₀, sans cela, 25 à 28 °/₀.

Laminage des tôles fines, d'après le système Lauth : Chez *Krupp*, à Essen, les cylindres supérieur et inférieur, pour le laminage de l'acier, ont 660 *mm*, le cylindre milieu a 380 *mm* de diamètre pour une longueur d'action de 1865 *mm*. Les tourillons ont respectivement 418 et 210 *mm* de diamètre. Le cylindre inférieur seul est accouplé.

Le diamètre du cylindre de la machine a 960 *mm*, la course du piston = 1570 *mm*, diamètre du volant, 8164 *mm*. Pour les tôles jusqu'à 1,5 *mm* d'épaisseur, la machine fait 60 tours par minute, pour 1 *mm*, 50 tours; pour 0,75 *mm*, 40 tours; au-dessous de 0,75 *mm*, 30 tours.

Un laminoir à grosses tôles fournit, par four et par 12 heures, de 2250 à 4000 *kg* de tôles à réservoirs, de 2250 à 3000 *kg* de tôles ordinaires pour chaudières, de 2000 à 2500 *kg* de tôles de chaudières de meilleure qualité, et de 1800 à 2500 *kg* de plaques ou tôles soumises à l'action du feu.

Pour 1000 *kg* de tôle, il faut pour le soudage, de 1700 à 1800 *kg* de charbon.

Pièces manquées 4 à 6 °/₀. Déchet à la première chaude 12 à 14 °/₀, à la seconde chaude 9 à 11 °/₀, à la troisième 6 à 9 °/₀, à la quatrième 4 à 6 °/₀. Rognures 18 à 25 °/₀.

Le *laminage des grosses tôles*, d'après *Krupp*, se fait également par trio : les cylindres supérieur et inférieur ont 890 *mm* de diamètre, celui du milieu 445 *mm*. Longueur d'action 3400 *mm*, 50 à 60 tours minute.

Laminoir universel pour fers plats de 400 à 500 *mm* (même 600) de large; les cylindres horizontaux ont 500 à 600 *mm* de diamètre, les verticaux environ les $^2/_3$ du diamètre des horizontaux. Si les cylindres verticaux se trouvent en arrière des cylindres principaux, ils reçoivent

une vitesse tangentielle d'environ 1,5 fois celle des cylindres principaux, et si les positions respectives sont inversées, la vitesse des cylindres verticaux = environ 0,75 de celle des principaux.

Machines motrices. On emploie des machines à volant pour la conduite des laminoirs demandant peu de force, et les machines sans volant sont souvent employées pour la fabrication des lourdes tôles, de gros profils et des fers universels, où il faut une grande force et où il est bon de n'avoir que 20 à 25 tours par minute.

Si plusieurs trains doivent être conduits par la même machine, on les place tous sur une ligne, de manière qu'un train quelconque reçoive son mouvement de celui placé devant lui, ou bien, on attaque un train directement et les autres se commandent alors par engrenages ou par courroies.

α) *Les machines à volant* ont une vitesse de piston de 150 à 200 *m* par minute, rarement cette vitesse descend au-dessous de 120 et monte au-dessus de 250 *m* par minute. Les machines Woolf sont économiques au point de vue de la dépense en vapeur, mais il faut que les machines soient de la plus grande simplicité possible.

Les distributions par soupapes sont à éliminer à cause du changement de course rapide; la distribution par tiroir (principalement la distribution Meyer) est la plus convenable, la distribution par pistons (complètement équilibrés) peut être employée dans le cas de laminoirs accélérés sans haute expansion; les pistons distributeurs sont alors de simples corps tournés, en fonte ou en bronze, dans lesquels sont tournées plusieurs cannelures *Ramsbottom*. La section d'arrivée de la vapeur (conduit d'admission) est égale en moyenne à $^1/_{16}$ de la section du piston; pour une vitesse de piston supérieure à 180 *m* par minute et 120 tours par minute, ladite section = jusqu'à $^1/_{12}$ de la section du piston, et pour une vitesse de piston inférieure à 120 *m* par minute et 120 tours par minute, le rapport entre les deux sections susmentionnées peut aller jusqu'à $^1/_{20}$.

L'arbre de volant est construit un peu fort. Il est bon que l'arbre soit octogonal à l'endroit du volant.

β) *Machines sans volant.* Elles sont plus compliquées et exigent plus de place que les machines à volant. Elles sont soumises à tous les chocs, aussi faut-il prêter attention dans la construction du piston et de sa fixation sur sa tige. Les dimensions sont à choisir, de telle manière que la tension maxima de la matière corresponde au $^1/_4$ jusqu'au $^1/_3$ de celle correspondant à la limite d'élasticité. La distribution se fait par tiroirs ou par pistons avec coulisse *Stephenson* ou *Allan*. Si les cylindres font peu de tours (principalement dans les laminoirs pour tôles), il est à conseiller de placer, entre la machine et les équipages, un engrenage intermédiaire avec un rapport de vitesses égal à environ 2 : 3 ou 1 : 3, afin d'avoir une machine à plus grande vitesse.

Dans les machines à vapeur à 2 cylindres, on dispose volontiers

les axes des cylindres sous un angle de 90° (ou bien les 2 faisant un angle de 45° avec l'horizontale, ou bien un vertical et l'autre horizontal), et cela pour éviter un arbre à double coude: les deux bielles de commande agissent toutes deux sur le même bouton (maneton) de manivelle.

Avance à l'introduction 0,01, compression 0,1 de la course, avance linéaire = $^1/_6$ à $^1/_4$ de la longueur du canal.

TREIZIÈME PARTIE

CONSTRUCTIONS CIVILES

I. PRODUCTION EN TRAVAIL

a. Transport *).

1 ouvrier peut transporter par heure, à une distance de 15 à 30 *m*, un nombre de brouettées donné par le tableau suivant qui suppose une profondeur d'extraction de 2 *m*

terres légères.....	16	terres limoneuses et argileuses.	10
» fermes.....	14	» marécageuses ou tourbe.	8
» pierreuses	12	tourbe compacte.....	6

Les nombres indiqués comprennent l'extraction, le chargement, le transport, le déchargement et le retour à vide.

1 ouvrier reste pour creuser et charger une brouettée de terre peu compacte 3 minutes, pour décharger 1 min., pour le transport à chaque 75 *m* de distance 1 min., pour le cas d'un chemin de roulement horizontal ou légèrement incliné. Par conséquent, le nombre de voyages qu'un ouvrier est capable de faire par heure de travail réel $= \frac{4500}{300 + x}$, où x représente la longueur du transport.

Le nombre des brouettées correspondant à 1 m^3 de terre extraite est donné par le tableau suivant:

Terres légères limoneuses, terre végétale . .	15
Terres fortes et terres graveleuses.	16-19
Terrains pierreux et rochers désagrégés. . .	19-22

Dans le transport par tombereaux, 2 ouvriers restent 9 minutes pour le chargement et le déchargement; par conséquent, le nombre de voyages par 10 heures $= \frac{45000}{675 + x}$, en admettant la même vitesse de transport que ci-dessus. Pour les sortes de terres nommées ci-dessus, on compte par m^3 respectivement 3,5, 4 et 4,5 tombereaux.

*) Voir page 640.

Pour le chargement de 1 m^3, il faut: dans brouettes 32 min., dans tombereaux 40 min. et dans wagons 48 min.

1 âne tire 15 à 20 *kg* avec une vitesse de 0,63 à 0,71 *m*.
1 bœuf » 60 à 70 *kg* » 0,47 *m*

2 chevaux attelés à la même voiture peuvent traîner :

Sur chaussées et routes pavées . . .	2000,	au maximum	3000 *kg*.
» routes sèches et dures	1350,	»	2000 »
» » mauvaises et sablonneuses .	600,	»	1000 »

et peuvent faire 10 kilomètres en 3 $^1/_3$ heures lorsqu'ils traînent la charge et en 2 $^2/_3$ heures lorsqu'ils marchent à vide; ils peuvent, en comptant les chargements et déchargements, rester attelés 12 heures par jour et parcourir journellement environ 30 kilomètres. Ce mode de transport est à employer pour une distance supérieure à 300 *m*.

Lorsque le chemin de transport est en pente, le coût du transport est augmenté du supplément que comporte le tableau ci-dessous :

Pour une pente de 3 °/₀,	supplément	=	40 °/₀,
» de 5 °/₀,	»	=	60 °/₀,
» de 7 °/₀,	»	=	80 °/₀,
» de 9 °/₀,	»	=	100 °/₀.

Dans le Wurtemberg, on compte un supplément de coût de 20 °/₀ pour chaque degré de pente. En Belgique, on admet une pente générale de 5 °/₀, et alors on compte qu'un chemin de 20 *m* correspond à une distance horizontale de 30 *m*.

b. Extraction de l'eau.

1 homme peut élever journellement à 1 *m* de hauteur les quantités d'eau suivantes :

avec un seau.....	47 m^3	avec une vis d'Archimède	92 m^3
avec chapelet.....	70 m^3	avec une noria.....	120 m^3
avec pompe.....	86 m^3	avec un tympan	184 m^3

D'après d'*Aubuisson*, on a le tableau suivant, obtenu par le moyen d'expériences faites sur une vis d'Archimède de 0,487 *m* de diam., de 8,4 *m* de long, un angle d'enroulement de la spirale par rapport à l'axe de 62°, et une vitesse de rotation de 60 tours par minute :

pour 30°	d'inclin.	d'axe et	3,77 *m*	de haut.	d'élév.	129,6 m^3	p.	heure.
» 35°	»	»	4,46 »	»	»	102,8 »	»	
» 40°	»	»	5,14 »	»	»	67,9 »	»	
» 45°	»	»	5,83 »	»	»	37,0 »	»	
» 50°	»	»	6,17 »	»	»	14,4 »	»	
» 55°	»	»	6,51 »	»	»	5,1 »	»	

c. Travail d'un maçon.

1 compagnon maçon pose journellement de

500 à 600 briques pour parois sans ouverture et très épaisses,
400 à 500 » pour fortes parois avec angles et ouvertures,
200 à 300 » pour fortes parois avec beaucoup d'ouvertures, des parties voûtées et en saillie.

II. MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION

Echelle de dureté. 1) talc, 2) gypse ou sel gemme, 3) chaux carbonatée, 4) chaux fluatée, 5) chaux posphatée, 6) feldspath, 7) quartz, 8) topaze, 9) corindon, 10) diamant.

A. PRINCIPAUX MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION

a. Roches et terres naturelles.

1. ROCHES IGNÉES

α. *Roches granitoïdes* 1. *Granite.* Composition : feldspath, quartz et mica ; masse à grain cristallin ; on en trouve à grain fin et à grain grossier ; gris clair, rouge, rarement verdâtre.

2. *Syénite* : feldspath et amphibole ; masse à grain cristallin ; cette roche peut aussi contenir du quartz ; tacheté gris et noir.

Les roches granitoïdes sont employées dans les fondations sous forme de moellons, dans la construction des bâtiments campagnards ; comme pavés, comme pierres de taille dans les plinthes ; elles trouvent usage dans les constructions hydrauliques, et taillées, polies, dans les constructions monumentales.

β. *Roches porphyroïdes.* Composition : pâte feldspathique à grain fin ou grossier, cristaux de feldspath, mica, amphibole et quartz.

Porphyre quartzifère. Pâte compacte, jaunâtre ou brun rouge ; elle est aussi grise, blanche et verdâtre, avec des cristaux de feldspath et de quartz ; on l'emploie comme pierre à paver, pour pierre de chaussées ; dans les constructions de luxe, bassins, etc.

γ. *Diabase et diorite.* Masse compacte ou granuleuse de feldspath (albite, cleavelandite) et d'augite (pyroxène noir) ou d'amphibole ; contient aussi du fer, du mica, du talc et du quartz ; pierre très dure

et changeant peu sous l'action de l'air ; employée dans les maçonneries en mœllons et comme pierre à paver.

On classe dans cette catégorie la *serpentine*, contenant du silicate d'alumine avec de l'eau combinée chimiquement et du protoxyde de fer ; elle est employée dans les constructions de luxe, réservoirs, etc., ainsi que pour les foyers et les murs soumis à l'influence du feu.

δ. *Roches trachytiques.* La masse est du feldspath (sanidine, albite), tantôt à l'état compact, tantôt à l'état poreux avec cristaux des mêmes minéraux.

ε. *Roches d'augite* ; mélange d'augite et de labradorite.

A ces roches se rattachent le *basalte* et la *dolérite*, employés comme matériaux, surtout pour la construction des routes.

ζ. *Laves. Lave trachytique* : gris noir, poreuse et rude, constitue de bons moellons, excellents pavés et pierres à meules.

Lave compacte (basalte crasseuse ou dense, noire; elle s'approprie bien à la construction des routes.

Tufs volcaniques trouvant emploi en pratique :

1. *Trass.* Mélange d'augite de pierre ponce, de sanidine (feldspath vitreux) et de fragments d'ardoise ; gris brun, il y en a aussi couleur bleu clair : lorsqu'il est bien sec, il est très résistant à l'action du temps, c'est pourquoi il est employé comme moellons. C'est une matière précieuse dans la fabrication du mortier hydraulique *).

2. *Tuf amphigénique.* Une partie de la pierre ponce (lave pumicée) est remplacée par de l'amphygène (leucite).

3. *Tuf trachitique.* Sans pierre ponce ; il est employé dans les appareils de chauffage.

2. ROCHES SCHISTEUSES CRISTALLINES

α. *Gneiss ou granite stratifié.* Sa composition est semblable à celle du granite ; la roche a un aspect rubanné, elle est plus facile à travailler que la roche de granite, on peut l'employer dans les maçonneries en pierres de taille et en moellons ; le gneiss doit être rejeté dans les constructions hydrauliques et dans les fondations en lieux humides.

β. *Schistes micacés.* C'est un mélange cristallin de quartz et de mica; gris rougeâtre, se trouve aussi à l'état verdâtre; lorsqu'il se trouve sous forme de schiste quartzifère (beaucoup de quartz peu de mica), on peut l'employer dans la construction des routes; il sert aussi en plaques minces pour la couverture des toits.

*) V. page 982.

3. ROCHES DE SÉDIMENT

α. *Roches argileuses.* Elles sont composées essentiellement de quartz et de silicate d'alumine; elles se forment par la décomposition à l'air du feldspath.

1. *Ardoise commune.* Ordinairement grise-bleue, quelquefois aussi verdâtre et rougeâtre; luisant graisseux. Couches schisteuses irrégulières entremêlées de quartz; elle peut être employée sous forme de moellons.

2. *Grauwacke schisteuse.* Par sa composition, elle est comprise entre l'ardoise commune et le grès Grauwacke; la plupart du temps c'est de l'argile durcie, gris foncé ou rouge; elle est plus employée pour la couverture des toits.

3. *Ardoise tégulaire.* Elle peut s'obtenir en plaques minces; elle sert pour couvrir les toits, pour faire des tableaux et des carreaux de dallage; coupes planes et contenu minime d'eau sont des conditions de bonne qualité.

4. *Ardoise argileuse* avec amphibole et chlorite; verte; employée comme moellons.

5. *Argile.* Elle est engendrée par la décomposition plus avancée, sous l'action de l'air atmosphérique des roches argileuses schisteuses; se trouve en dehors des gisements d'eau; l'argile pure, terre à porcelaine, etc., est presque blanche; c'est un corps fixe (résistant au feu); les corps étrangers qu'elle contient et qui la salissent sont : le protoxyde de fer, la chaux, le gypse, la magnésie, le charbon; elle a la propriété de se transformer en pâte compacte et plastique lorsqu'on la mélange à de l'eau.

L'*argile grasse* demeure plastique si on lui ajoute une certaine quantité de terre non plastique. L'argile maigre perd par la dite addition une partie de sa faculté de se mouler.

L'eau qui abandonne l'argile pendant le séchage a pour conséquence une diminution notable de volume : l'argile grasse subit une diminution plus forte que l'argile maigre; la diminution linéaire comporte de $^1/_8$ à $^1/_{12}$.

6. La *terre à briques* (terre à mouler, terre glaise) est une argile maigre mélangée de sable; son volume diminue, par le séchage, de $^1/_4$ à $^1/_5$.

7. La *marne* est une argile calcaire.

β. *Roches siliceuses.* Ces roches ne sont que d'importance secondaire pour la construction; elles sont tout au plus employées dans la construction des routes.

Ces roches n'ont de l'importance que lorsqu'on peut en extraire gravier et sable qui trouvent emploi important dans la fabrication du mortier et comme matériaux de fondation.

γ. *Roches calcaires.* Elles contiennent souvent du fer, du sable, de

l'argile et des bitumes. Un mélange de chaux calcaire et de magnésie carbonatée donne la *dolomite* qui, par la calcination, donne une bonne chaux hydraulique.

1. *Marbres* ou *calcaires saccharoïdes.* Ce sont des roches facilement reconnaissables par leur texture granuleuse. A l'état pur elles sont blanches; si elles sont jaunâtres, elles contiennent du fer; bleuâtres et grisâtres, des bitumes. Cette roche constitue la plus belle et la plus noble des pierres à bâtir connues.

2. *Calcaires compactes.* Ils résistent toujours aux influences atmosphériques quoiqu'existant à des degrés de dureté très différents; on en trouve aussi à l'état terreux.

Calcaire de transition ou calcaire intermédiaire. Se trouve dans toutes les roches de Grauwacke; c'est là que se trouvent les sortes de marbres richement paillés (veinés) connus sous le nom de marbres de luxe.

On l'emploie beaucoup comme pierre de taille et comme moellon, ainsi que pour le pavage.

Calcaires oolithiques. Agglomération de grains ronds allant jusqu'à la grosseur de petits pois, structure en coquilles concentriques; on peut les employer comme pierres à paver.

Calcaire bleu ou *calcaire marneux à gryphées.* Il a une coloration foncée due à la présence de bitumes : bonne pierre à bâtir; il en est de même pour *le calcaire du Jura*, dense et solide, de gris à blanc-jaune.

Le calcaire des Alpes, rouge, gris, jaunâtre; il est employé, comme le calcaire de transition, pour la construction.

Calcaires des terrains crétacés ou calcaires crayeux, calcaires marneux, blanc ou gris; bon calcaire à cuire.

Tuf crayeux de Mastricht, sablonneux, jaunâtre; bonne pierre à bâtir.

Craie blanche. Employée comme calcaire à cuire.

Calcaire grossier, gris clair, il est souvent très bon pour la construction; mais, fréquemment, il ne peut être employé que pour fabriquer de la chaux vive.

Tuf calcaire. Masse concrétionnée de calcaire carbonaté et d'argile rougeâtre, jaune brun, gris.

Marne calcaire; calcaire carbonaté avec argile et acide silicique.

Des pierres calcaires, les plus convenables pour la construction (construction des routes, pierres de taille et moellons), sont : calcaire granuleux, calcaire intermédiaire, calcaire des Alpes (calcaire dense), calcaire du Jura, Muschelkalk (calcaire conchylien), et calcaire grossier.

Pour cuire la chaux, on emploie en dehors des espèces de calcaire susmentionnées :

Le tuf calcaire, la marne calcaire, la craie, le calcaire oolithique et la dolomie.

δ. Le *sulfate de chaux* (gypse) ne s'emploie que très rarement comme pierre à bâtir.

1. *Albâtre*; grain fin, quelquefois transparent, rayé en blanc, aussi en jaune; on le travaille principalement pour en faire des objets de luxe; les sortes grossières sont employées pour la construction des murs.

Pour cuire le gypse, on emploie principalement :

2. *Le gypse commun*; dense à grain le plus souvent écailleux et lamelleux, blanc.

3. *Gypse feuilleté*; blanc, aussi brun et miroitant.

4. *Anhydrite* ou *sulfate de chaux anhydre*. Gypse ne contenant pas d'eau, gris-blanc et bleu; beau polissage, employé dans l'ornementation architecturale.

5. *Chaux sulfatée* ou *guhr gypseux;* il renferme du gypse pulvérulent.

La pierre à plâtre ne doit pas être chauffée au-dessus de 120°; par la cuisson elle perd environ 21 % de son poids; 50 *kg* font environ 0,04 m^3.

Gypse d'Halberstadt. 1 m^3 de plâtre cuit pèse 1200 *kg*; délayé en une masse épaisse, il donne 1 $^1/_2$ fois le volume de la masse sèche.

Gypse de Speerenberg. 1 m^3 de plâtre cuit pèse 900 *kg*. S'il est délayé en une masse claire, il donne 1 $^1/_2$ fois le volume et en une masse épaisse 1 $^1/_8$ fois le volume de la masse sèche.

Pour 1 partie en poids de plâtre, il faut pour délayer en masse claire $^3/_4$ de partie d'eau et en masse épaisse $^5/_8$. Le plâtre dur résistant à l'humidité est fabriqué en cuisant du gypse en morceaux de la grosseur du poing. On le place dans de l'eau à 35° tenant en dissolution 12 % d'alun et après 2 à 3 heures, après l'avoir séché doucement, on le soumet de nouveau à la cuisson; il est dur au bout de 1 heure.

Le durcissement du plâtre est accéléré par une addition de $^1/_{16}$ en volume d'alun et $^1/_{16}$ en volume de salmiac (ammoniaque muriatée) pour 1 partie de gypse.

Plâtre, stuc. Pour les ornements qui doivent être faits sur place, il faut : égalité en volume de chaux grasse et de mortier-stuc, ou 4 parties de gypse, 3 parties de chaux grasse, 3 parties de sable fin. Pour fondre ou couler les pièces ornementales, on prend du gypse pur ou bien on ajoute à celui-ci de la colle ou de l'eau contenant de l'alun, ce qui donne un meilleur durcissement.

4. CONGLOMÉRATS

Habituellement ces conglomérats se composent de pierres réunies entre elles par des matières adhérentes (liaison, mortier).

a. Grès grauwacke; il se compose de schiste argileux et de schiste

grauwacke, liaisons siliceuses se changeant en roches quartzeuses; habituellement la conglomération est faite par des matières argileuses; dans le cas de liaisons siliceuses, les roches conglomérées peuvent être employées dans la construction des routes, dans le second cas comme moellons.

β. *Grès houiller;* liaison argileuse; très bonne pierre de taille pour construction.

γ. *Grès des couches permiennes;* argileux contient du fer et est coloré en jaune rouge et plus foncé; souvent bonne pierre à bâtir.

δ. *Grès paillé;* argileux, jaune ou rouge, veiné de différentes couleurs, souvent blanc, pierre à bâtir excellente.

ε. *Grès keuprique;* argileux et marneux, gris et jaunâtre; le plus souvent, on ne peut pas s'en servir comme pierre à bâtir;

ζ. *Grès liasique*: argileux; à grain fin; blanc ou jaunâtre.

η. *Pierre de taille;* argileuse à grain grossier ou fin, blanche ou peu colorée par le fer qu'elle contient: bonne pierre à bâtir.

θ. *Grès (tertiaire) à lignite;* lorsqu'il est siliceux, il est très dur et employé seulement dans la construction des routes; souvent aussi ce grès est argileux, alors il constitue une bonne pierre à bâtir.

ι. *Molasse;* argileuse et marneuse, grain fin, gris, souvent très bonne pierre à bâtir.

Résistance des moellons ou briques *)

Matériaux	Résis. moyenne à l'écrasement en *kg* par cm^2	Matériaux	Résist. moyenne à l'écrasement en *kg* par cm^2	Matériaux	Résis. moyenne à l'écrasement en *kg* par cm^2
Granite. . .	1107	Grès quartzeux	1253	Mœllons d'appareil en grès.	679
Porphyre . .	1302	Banc royal. .	73		
Grès. . . .	460	Pierre à chaux		Lave basaltée.	391
Syénite. . .	1016	(Belgique). .	600	Basalte. . .	1382

La charge admissible pour des pièces plates et cunéiforme sans mortier = 10 %, pour la maçonnerie en moellons avec mortier de ciment 5,5 % de la charge correspondant à l'écrasement.

*) D'après les expériences de la station royale des essais des matériaux de construction à Berlin. Les résultats ont été obtenus par suite d'essais sur 2 à 17 sortes de pierres et par 15-20 expériences sur chacune des sortes.

b. Pierres artificielles.

1. BRIQUES CRUES OU SÉCHÉES A L'AIR

39 *cm* de long, 20 *cm* de large, 16 *cm* d'épaisseur, poids 18,5 *kg*, 81 briques = 1 m^3.

27 *cm* de long, 15 *cm* de large, 16 *cm* d'épaisseur, poids 9 à 9,5 *kg*. 154 briques = 1 m^3.

1000 briques de petite espèce demandent 8 m^3 d'argile fraîche, 10 bottes de paille ou 2,2 *hl* de chènevottes de lin ou de chanvre.

2. BRIQUES CRUES

	Longueur	Largeur	Epaisseur	Poids	Nombre de pièces par	1000 pièces exigent en argile pour la fabrication	1000 pièces exigent en argile pour le murage
	cm	*cm*	*cm*	*kg*	m^3	m^3	m^3
Gr. F	30	14	8—10	5—7	295 – 200	4,6—6,8	2—2,2
M. F	26	12,0	9	4—4 $\frac{1}{2}$	390	3,8	1,6

3. MAÇONNERIE EN PISÉ OU EN TERRE BATTUE

1 m^3 de pisé à chaux et à sable exige 1 $^1/_6$ m^3 de sable et 0,1 à 0,11 m^3 de chaux.

Pisé argileux : { 4 parties d'argile, 1 p. de de sable et 1 p. de gravier. / 2 p. d'argile, 1 p. de sable et 2 p. de terre végétale. / 1 p. d'argile, 1 p. de gravier et 2 p. de terre végétale.

1 partie en volume de pisé argileux demande 1 partie en volume de terrain naturel, ou 1 $^1/_3$ à $^1/_2$ partie de terre creusée ou des mélanges ci-dessus.

Pisé calcaire pour constructions basses et trottoirs. 1 partie de chaux grasse et de 9 à 12 parties de sable sec avec peu d'eau; on pose ce mélange en couche de 16 *cm* et on le dame.

4. BÉTON

Matières composantes principales : Chaux hydraulique ou ciment

sable et pierres. 6 parties en volume de mélange (eau non comprise) donnent 5 parties de béton.

Avant l'emploi du ciment dans le béton il faut voir si celui-ci augmente de volume lorsqu'on le mouille.

Le tableau suivant donne la composition de bétons employés dans différentes constructions de ponts.

Construction de ponts.	Ciment.	Chaux.	Sable.	Trass.	Pierres.	Addition.
Pont sur l'Oder à Custrin.	1	—	3	—	4	
Ponts à Berlin.....	1	—	3	—	6	
	1	—	4	—	8	
Pont près Offenburg.....	—	3	5	1	16	
Ecole ou établissement militaire de natation à Carlsruhe.....	3	—	9	1	12	
	3	—	10	1	15	
Pont près de Iéna.....	—	14	29	—	50	Pierres concassées : 7
» » Rouen.....	—	19	33	—	15	Gravier : 33
» » Marbué.....	6	—	12	—	11	
» à Londres.....	—	2	4	—	8	
	3	—	5	—	4	Farine de briques : 3
Écluses de la Ruhr.....	5	—	1	—	12	

5. MAÇONNERIE DE SANTORINE

A Trieste et à Venise, on prend, pour la maçonnerie qui se trouve toujours sous l'eau : 7 parties de terre de santorine, 2 parties de chaux grasse éteinte, 7 à 9 parties de pierres concassées; pour les murs qui sont par époques au-dessus de l'eau : 6 parties de terre de santorine, 2 parties de chaux grasse, 6 à 7 parties de pierres. — On obtient aussi un bon béton en faisant le mélange suivant : 4 parties santorine, 2 à 3 parties sable, 3 parties de chaux, 6 parties de conglomérats.

6. BRIQUES CUITES *)

a. Briques ordinaires. Les briques normales ont 25 *cm* de long, 12 *cm* de large, 6,5 *cm* d'épaisseur; poids 2,75 à 3 *kg*. On compte pour maçonnerie pleine 400 briques pour 1 m^3 et le moulage de 1000 briques exige 2,5 à 2,7 m^3 d'argile.

Pièces cassées, 1 $^1/_2$ à 8 %; en moyenne, 3 %.

*) Charge admissible, v. page 256 et 964.

Pour cuire 1000 briques, il faut de 2,1 à 2,5 m^3 de bois de pin ou 2,5 à 3,5 tonnes de houille, ou de 8 à 10 tonnes de lignite, ou encore 1500 mottes de tourbe.

Dans les fourneaux circulaires, système Hoffman, on brûle environ $^1/_3$ en moins des chiffres indiqués.

β. *Briques hollandaises, chantignolles.* Elles sont faites avec de l'argile légèrement concrétionnée; vitrifiées au moins sur les couches extérieures; l'argile acquiert cette propriété lorsqu'on la mélange avec du sable quartzeux; elles s'approprient très bien aux constructions hydrauliques car l'eau ne les pénètre pas. Dimensions : 24 *cm* de long, 11,5 *cm* de large, 5,5 *cm* d'épaisseur. Poids 2,57 *kg*. Il faut 492 briques pour faire 1 m^3.

γ. *Briques poreuses.* Pour diminuer le poids des briques, on ajoute du lignite, de la sciure de bois en quantité allant jusqu'à $^1/_4$ de celle de la terre à mouler. Elles ont une faible résistance: elles sont très mauvaises conductrices de la chaleur et sont relativement légères.

δ. *Briques creuses ou tubulaires.* Elles sont pourvues d'ouvertures horizontales ou verticales. Celles à parois épaisses pèsent 1200 *kg* et celles à parois minces 1160 *kg* le mètre cube.

Elles ont une résistance à l'écrasement un peu moindre que les briques ordinaires. Par suite des ouvertures, le poids est diminué de $^1/_5$ à $^1/_4$ et de plus elles sont moins bonnes conductrices de la chaleur.

ε. *Tuiles.* Celles qui sont le plus en usage sont les tuiles plates ou tuiles à crochet. Ce sont des plaques rectangulaires de 35 à 40 *cm* de long, 15 *cm* de large et 2 à 2 $^1/_2$ *cm* d'épaisseur avec crochet de butée. On emploie aussi les tuiles flamandes ayant la forme ci-contre ⌣⌢⌣ :

une grande tuile mesure	39 *cm* de long;	26 *cm* large;	1,5 *cm* ép.
une petite tuile (hollandaise)	34 »	26 »	2 »

ζ. *Carreaux pour pavage.* Il est avantageux, pour leur fabrication, de mélanger du quartz à une argile grasse à incrustation facile. On distingue :

1) un grand format : 31 *cm* long. et larg., 8 *cm* ép., env. 12 $^1/_2$ *kg*;

2) et le format de Mettlacher ou de Linziger.

η. *Briques réfractaires.* On les emploie avec avantage dans toutes les installations de chauffage; elles se composent d'argile de la plus grande pureté, à laquelle on ajoute du sable quartzeux ou du quartz blanc pulvérisé, afin d'empêcher la rupture des briques lors du refroidissement. L'influence du feu, sur les briques, est réduite à son minimum lorsqu'on fait entrer dans leur composition de la poudre d'argile déjà cuite; pour que les briques résistent à l'action des chocs, elles doivent avoir une grande dureté qu'on peut leur donner par addition de quartz.

θ. *Briques cylindriques.* 10 à 15 *cm* de diamètre, 10 à 25 *cm* de haut et 1,3 *cm* d'épaisseur.

Résistance des briques *).

Matériaux	Résistance moyenne à l'écrasement en *kg* par cm^2	Matériaux	Résistance moyenne à l'écrasement en *kg* par cm^2
Briques ordinaires pour reins d'arc ou de voûte.	206	Briques pleines poreuses.	184
Briques meilleures (mi-dures)	258	Briques creuses poreuses.	84
Briques hollandaises (très dures)	379	Briques flottantes	29
		Tuile, à rupture	109
		Briques creuses	194

c. Bois **).

1. GÉNÉRALITÉS

La *durée de la vie* du chêne comporte en moyenne **100 ans**, celle du hêtre 75 ans, celle des conifères 85 ans. En général, le bois vert jeune contient jusqu'à 37 % d'eau et est de 33 à 50 % plus lourd que le bois sec. La durée du bois est très variable, suivant sa qualité et son emploi; en général, le chêne soumis tantôt à l'humidité, tantôt au sec, dure 50 ans, le sapin au maximum 20 ans. S'il est continuellement au sec, le bois de chêne dure bien 300 à 400 ans, et le sapin de 120 à 200 ans, tandis que sous l'eau la durée du bois de chêne est illimitée.

Retrait ou contraction des bois exprimée en % ***).

Sorte de bois	Dans la direction des fibres	Dans la direction radiale au tronc	Dans la direction perpendiculaire au plan des mailles
Hêtre	0,20	0,60	7,65
Chêne	0,00	2,65	4,13
Frêne	0,26	5,35	6,90
Sapin rouge	0,00	2,08	2,62
Pin	0,00	2,49	2,87
Tilleul	0,10	5,73	7,17

*) D'après les expériences de la station royale des essais des matériaux de construction à Berlin. Les résultats ont été obtenus par suite d'essais sur 5 à 15 sortes de briques et par 15 à 20 expériences sur chacune des sortes.

**) Pour la densité des bois, voir l'appendice de l'ouvrage.

***) D'après Engineering.

Le bois que l'on veut employer dans la construction doit être préalablement séché.

α. *Séchage naturel.* On protège le bois contre le soleil et la pluie; la durée du séchage doit être en moyenne de 2 ans, lorsque le bois doit être employé dans les travaux de charpente, et 4 ans dans les travaux de menuiserie. La perte en poids comporte en moyenne $^1/_6$.

β. *Séchage artificiel.* Il a lieu dans des fourneaux ou des chambres à courant d'air chaud, dont la température comporte 40° C pour le bois de chêne, 30 à 40° C pour les arbres à feuillage, et 80 à 95° C pour les conifères, lorsqu'on a affaire à faibles pièces, et 50° pour pièces plus fortes.

Si le courant d'air agit 12 heures par jour :

le temps de séchage = 1, 2, 3, 4, 7, 10 semaines,
pour une épaisseur = 25, 50, 75, 100, 150, 200 *mm*.

La *conservation* des bois a pour objet de réduire l'effet des influences destructives, et par cela d'augmenter la durée.

Un peinturage à l'huile protège le bois sec contre l'humidité; le badigeonnage doit être renouvelé de temps en temps.

On obtient de bons résultats lorsqu'on revêt à chaud le bois d'une couche mince de goudron, de poix.

Pour protéger le bois contre les vers, on l'enduit d'une couche d'huile de térébenthine, ou bien on le soumet à l'action d'une lessive caustique avec sel de cuisine (26 p. pour 3 p.), ou bien on compose l'enduit de tiges de tabac dans du goudron (France).

Dans les cas où la durée des bois est d'une importance capitale, on peut, après les avoir séchés, les imprégner des antiseptiques suivants :

Solution de sulfate de cuivre : 1 partie de sel, 50 parties d'eau; pression d'injection 8 à 10 atmosph.

Solution de chlorure de zinc : 1 : 24; les bois sont plongés dans la vapeur pendant 1 à 2 heures, dans le vide pendant 1 à 2 $^1/_2$ heures et dans la dite solution, soumise à une pression de 8 atmosph., 1 à 2 heures.

Solution de protochlorure de mercure (sublimé corrosif) : 1 : 50; les bois sont plongés 8 à 9 jours dans la solution.

Créosote : elle bout à 235° C; elle pénètre sans résidu graisseux dans les bois de bout préalablement séchés; les bois sont soumis au séchage dans des fours pendant environ 6 heures, puis on les plonge dans le vide pendant environ 1 heure, et ensuite dans la solution à une pression de 8 atmosphères pendant environ 2 heures.

En Allemagne, on emploie avec avantages les bois suivants pour la construction :

α. *Le chêne,* dont il existe deux variétés, le chêne pédonculé et le chêne rouvre; toutes deux sont généralement bonnes pour la construction.

β. *Le hêtre* n'est employé avec succès que dans les constructions hydrauliques et comme pilots de fondement (pilotis).

γ. *Marronnier d'Inde :* il est employé comme le chêne.

δ. *Aune commun.* Il est très bon à employer comme pilot (pieux de fondation), mais il est moins avantageux dans les parties des constructions au sec.

ε. *Sapin blanc.* Il peut être employé à tous les usages comme bois de construction, à condition qu'il soit au sec, car lorsqu'il est tantôt au sec, tantôt à l'humidité, il est de peu de durée.

ζ. *Bois de pinastre ou de pin.* Il est très élastique et très dur; il peut servir aussi bien aux constructions exposées à l'humidité qu'à celles soumises à la sécheresse; dans les constructions sous eau, il est d'une durée considérable.

η. *Sapin rouge.* — On obtient de bons résultats avec ce bois, lorsqu'il se trouve toujours au sec ou bien toujours sous l'eau.

θ. *Mélèze.* C'est un bois très durable; il peut être alternativement soumis au sec et à l'humidité; il est plus difficile à travailler que le bois de sapin.

2. BOIS DE CONSTRUCTION NON TRAVAILLÉS OU BRUTS

L'accroissement du diamètre des troncs (corps ou fûts) d'arbres à bâtir = 1 *cm* par 0,7 *m* courant.

Les troncs ou tiges d'arbre à bâtir se classent en :

α. Epaisseur extraordinaire lorsque pour une longueur supérieure à 14 *m* le petit bout mesure une épaisseur supérieure à 34 *cm*.

β. Epaisseur ordinaire, lorsque pour 12 à 14 *m* de long le petit bout mesure de 29 à 34 *cm* d'épaisseur.

γ. Bois de moyenne construction ou bois d'entretoise, lorsque pour 9 à 12,5 *m* de long ils mesurent de 21 à 26 *cm* d'épaisseur au petit bout.

δ. Bois de petite construction ou bois de chevrons, lorsque pour 9 à 11 *m* de long le petit bout mesure 15 à 21 *cm*.

ε. Bois à planches épaisses (madriers, cartelles): longueur 7 à 9 *m*; diamètre au petit bout 13 *cm*.

ξ. Bois à lattes; longueur 6 à 7 *m*; épaisseur au petit bout 8 *cm*.

η. Arbres auxquels s'attachent les champignons, longueur 9 à 12,5 *m*; diamètre au petit bout 21 à 26 *cm*.

θ. Blocs ou billes de sciage (tronçons de longs bois); longueur 5 à 8 *m*; diamètre au petit bout de 36 à 47 *cm*.

Pour déterminer le volume de la matière ligneuse contenu dans un tas de bois, on compte 30 à 40 °/₀ de vide (et 70 à 60 °/₀ de plein); c'est-à-dire un tas de 1 m^3

de bois en bûches contient 0,7 m^3 de bois; vide 0,3 m^3 (30 °/₀),

» en rondins » 0,65 à 0,60 m^3 de bois; vide 0,35 à 0,40 m^3 (30 à 40 °/₀).

3. BOIS TRAVAILLÉS

α. Les *bois d'assemblage* se divisent en bois de brin, bois mi-plats et en bois croisés.

β. Les *bois livrés* par le commerce à la menuiserie ont des dimensions constantes.

Le tableau ci-après renferme les dimensions et dénominations en usage à Paris *) :

Dénomination	Longueur L en m	Largeur l en mm	Epaisseur en mm	Observations
Chêne de bateau :				
De rebut	—	—	27	Remplissages L et l variables.
Cloisons de cave	—	—	27—41	
Chêne de Champagne :				
Feuillet	2,00	230	13	Le chêne de Champagne à Paris est généralement flotté.
Panneau	2,00	230	20	
Entrevoux	2,00	230	27	
Planche	2,00	330	34	
id	2,00	220	41	
id	2,00	200	47	
Doublette	2,00	320	54	
Petit battant	2,00	234	75	
Membrure	2,00	160	80	
Battant de porte-cochère	2,00	320	110	
Chevrons	2,00	80	80	
Sapin de bateau :				
De rebut	—	—	27	Remplissages; ouvrages provisoires.
Marchand	1,95—5,85	220	27	
D'échafaudage	—	—	34—41	
Plats-bords	17—22,75	330—360	54—55	
Sapin de Lorraine :				
Roannais	16,00	320	80	Menuiserie commune.
Feuillet	3,57	320	13	
Planche	3,57	320	27	
id	3,90	320	34	
id	3,90	250	41	
Sapin du Nord :				
Madrier	3,90	220	54—65	Non flotté.
Feuillet	2,00	220	13	
Panneau	2,00	220	20	
Planche	2,00	220	27	
id	2,00	220	34	
Madrier	2,00	220	80	
Chevrons	2,00	80	80	
Bastingage	2,00	160	40—65	
Peuplier :				
Voliges	2,00	217	14—16	Couvertures.
Planches	2,00	230	27	

*) *Dictionnaire des Arts et Manufactures* de Ch. Laboulaye.

Tableau relatif aux bois de brin *).

pour un diam. de petit bout (avec écorce) de *cm*	Un tronc d'arbre après soustraction de 1 *cm* d'écorce donne			
	Un bois de construction équarri			Un bois flacheux
	$h \times b$ *cm*	S *cm²*	$W = S\frac{h}{b} = \frac{bh^2}{6}$	$h \times b$ *cm*
15	10 × 10	100	166	11 × 11
	11 × 8,5	93	170	12 × 10
	11,40 × 8,13	**92,65**	**175,97**	
	12 × 7	84	168	
16	10,5 × 10,5	110	192	12 × 12
	11 × 10	110	200	13 × 11
	12 × 9	108	216	
	12,20 × 8,72	**106,32**	**216,19**	
	13 × 7,5	97	210	
17	11 × 11	121	222	13 × 13
	12 × 10	120	240	14 × 12
	13,00 × 9,30	**120,85**	**261,84**	
	14 × 7,5	105	245	
18	12 × 12	144	288	13,5 × 13,5
	13 × 11	143	309	14,5 × 12,5
	13,84 × 9,88	**136,68**	**315,56**	
	15 × 8	120	300	
19	12,5 × 12,5	156	325	14 × 14
	13 × 12	156	338	15 × 13
	14 × 11	154	359	
	14,65 × 10,46	**153,23**	**374,19**	
	15 × 9,5	142	355	
20	13,5 × 13,5	182	409	15 × 15
	14 × 13	182	424	16 × 14
	15 × 11,5	172	430	
	15,47 × 11,04	**170,73**	**440,08**	
	16 × 10	160	426	
21	14 × 14	196	457	16 × 16
	15 × 13	195	487	17 × 15
	16 × 12	192	512	
	16,28 × 11,62	**189,17**	**513,28**	
	17 × 10,5	178	504	
22	15 × 15	225	562	16,5 × 16,5
	16 × 13,5	216	576	17,5 × 15,5
	17,09 × 12,20	**208,52**	**593,92**	
	18 × 10,5	189	567	
23	15,5 × 15,5	240	620	17 × 17
	16 × 15	240	640	18 × 16

*) **Dans ce tableau : h représente la hauteur en *cm*, b la largeur en *cm*, S la section en *cm²*, W le module de résistance (rapporté au *cm*) de la section. Les chiffres imprimés en caractères gras ont rapport à la section $b : h = 5 : 7$ pour laquelle W a sa valeur maximum.**

Un tronc d'arbre après soustraction de 1 *cm* d'écorce donne

pour un diam. de petit bout (avec écorce) de *cm*	Un bois de construction équarri			un bois flacheux
	$h \times b$ *cm*	S cm^2	$W = S\frac{h}{6} = \frac{bh^2}{6}$	$h \times b$ *cm*
	17 × 14	238	674	
	17,91 × 12.78	228,90	683,19	
	19 × 11	209	662	
24	16 × 16	256	682	18 × 18
	17 × 15	255	722	19 × 17
	18 × 14	252	756	
	18.72 × 13.36	250,18	780,28	
	19 × 12,5	237	750	
25	17 × 17	289	819	19 × 19
	18 × 16	288	864	20 × 18
	19 × 14,5	275	870	
	19,54 × 13,94	272,41	886,95	
	20 × 13	260	866	
26	17,5 × 17,5	306	892	19,5 × 19,5
	18 × 17	306	918	20,5 × 18,5
	19 × 16	304	962	
	20 × 15	300	1000	
	20,35 × 14,53	295,58	1002,52	
	21 × 13,5	283	990	
27	18,5 × 18,5	342	1054	20 × 20
	19 × 18	342	1083	21 × 19
	20 × 16,5	330	1100	
	21 × 15	315	1102	
	21,16 × 15,11	319,70	1127,70	
	22 × 13,5	297	1089	
28	19 × 19	361	1143	21 × 21
	20 × 18	360	1200	22 × 20
	21 × 17	357	1249	
	21,98 × 15,69	343,77	1259,23	
	23 × 14	322	1234	
29	20 × 20	400	1333	22 × 22
	21 × 18,5	388	1358	23 × 21
	22 × 17	374	1371	
	22,79 × 16,27	370,75	1408,22	
	23 × 15,5	356	1364	
30	20,5 × 20,5	420	1435	22,5 × 22,5
	21 × 20	420	1470	23,5 × 21,5
	22 × 19	419	1536	
	23 × 17,5	402	1541	
	23,61 × 16,85	397,74	1564,83	
	24 × 16	384	1536	
31	21 × 21	441	1543	23 × 23
	22 × 20	440	1613	24 × 22
	23 × 19	439	1683	

Un tronc d'arbre après soustraction de 1 *cm* d'écorce donne

pour un diam de petit bout (avec écorce) de *cm*	Un bois de construction équarri			Un bois flacheux
	$h \times b$ *cm*	S *cm²*	$W = S\frac{h}{6} = \frac{bh^2}{6}$	$h \times b$ *cm*
	24 × 18	432	1728	
	24,41 × 17,44	**425,67**	**1731,92**	
	25 × 16,5	412	1716	
32	22 × 22	484	1774	24 × 24
	23 × 21	483	1851	25 × 23
	24 × 19,5	468	1872	
	25 × 18,3	457	1904	
	25,23 × 18,02	**454,40**	**1910,81**	
	26 × 16,5	429	1859	
33	22,5 × 22,5	506	1897	25 × 25
	23 × 22	506	1939	26 × 24
	24 × 21	504	2016	
	25 × 20	500	2083	
	26,04 × 18,60	**484,30**	**2101,78**	
	27 × 17	459	2065	
34	23 × 23	529	2028	25,5 × 25,5
	24 × 22	528	2112	26,5 × 24,5
	25 × 21	525	2187	
	26 × 20	520	2253	
	26,85 × 19,18	**515,07**	**2305,18**	
	28 × 17,5	490	2286	
35	24 × 24	576	2304	26 × 26
	25 × 23	575	2396	27 × 25
	26 × 22	572	2478	
	27 × 20,5	553	2488	
	27,67 × 19,76	**546,76**	**2521,18**	
	28 × 19	532	2482	
36	25 × 25	625	2604	27 × 27
	26 × 23,5	611	2647	28 × 26
	27 × 22	594	2673	
	28 × 21	588	2744	
	28,48 × 20,34	**579,37**	**2750,07**	
	29 × 19,5	565	2730	
37	25,5 × 25,5	650	2762	28 × 28
	26 × 25	650	2816	29 × 27
	27 × 24	648	2916	
	28 × 22,5	630	2940	
	29 × 21,3	617	2982	
	29,29 × 20,92	**612,95**	**2992,61**	
	30 × 19,5	585	2925	
38	26 × 26	676	2929	28,5 × 28,5
	27 × 25	675	3037	29,5 × 27,5
	28 × 24	672	3136	
	29 × 23	667	3224	

Un tronc d'arbre après soustraction de 1 *cm* d'écorce donne

pour un diam de petit bout (avec écorce) de *cm*	Un bois de construction équarri			Un bois flacheux
	$h \times b$ *cm*	S *cm²*	$W = S\frac{h}{6} = \frac{bh^2}{6}$	$h \times b$ *cm*
	30,11 × 21,51	**647,50**	**3249,17**	
	31 × 20	620	3203	
39	27 × 27	729	3280	29 × 29
	28 × 25,5	714	3332	30 × 28
	29 × 24,5	710	3431	
	30 × 23	690	3450	
	30,92 × 22,09	**682,97**	**3519,82**	
	32 × 20	640	3413	
40	27,5 × 27,5	756	3465	30 × 30
	28 × 27	756	3528	31 × 29
	29 × 26	754	3644	
	30 × 24,5	735	3675	
	31 × 23,5	720	3720	
	31,74 × 22,67	**719,42**	**3805,27**	
	32 × 22	704	3754	
41	28 × 28	784	3658	31 × 31
	29 × 27	783	3784	32 × 30
	30 × 26	780	3900	
	31 × 25	775	4004	
	32 × 24	768	4096	
	32,55 × 23,25	**756,73**	**4181,46**	
	33 × 22,5	742	4081	
42	29 × 29	841	4065	31,5 × 31,5
	30 × 28	840	4200	32,5 × 30,6
	31 × 27	837	4324	
	32 × 25,5	816	4352	
	33 × 24,3	802	4411	
	33,36 × 23,83	**795,07**	**4421,01**	
	34 × 22,5	765	4335	
43	29,5 × 29,3	870	4277	32 × 32
	30 × 29	870	4350	33 × 31
	31 × 28	868	4484	
	32 × 27	864	4608	
	33 × 26	858	4719	
	34.18 × 24,41	**834,22**	**4751,73**	
	35 × 23	805	4696	
44	30,5 × 30,5	930	4727	33 × 33
	31 × 30	930	4805	34 × 32
	32 × 29	928	4949	
	33 × 27,5	907	4988	
	34 × 26	884	5009	
	34.99 × 24.99	**874,38**	**5098,93**	
	36 × 23,5	846	5076	

Un tronc d'arbre après soustraction de 1 *cm* d'écorce donne

pour un diam. de petit bout (avec écorce) de *cm*	Un bois de construction équarri			Un bois flacheux
	$h \times b$ *cm*	S *cm²*	$W = S\frac{h}{6} = \frac{bh^2}{6}$	$h \times b$ *cm*
45	31 × 31	961	4965	34 × 34
	32 × 30	960	5120	35 × 33
	33 × 29	957	5263	
	34 × 28	952	5394	
	35 × 26,5	927	5407	
	35,80 × 25,57	**915,51**	**5462,85**	
	37 × 23,5	869	5359	
46	32 × 32	1024	5461	34,5 × 34,5
	33 × 30,5	1006	5533	35,5 × 33,5
	34 × 29,5	1003	5683	
	35 × 28	980	5716	
	36 × 27	972	5832	
	36,62 × 26,15	**957,67**	**5844,36**	
	37 × 25,5	943	5815	
47	32,5 × 32,5	1056	5720	35 × 35
	33 × 32	1056	5808	36 × 34
	34 × 31	1054	5972	
	35 × 30	1050	6125	
	36 × 28,5	1026	6156	
	37 × 27,3	1010	6228	
	37,43 × 26,74	**1000,70**	**6244,36**	
	38 × 25,5	969	6137	
48	33 × 33	1089	5989	36 × 36
	34 × 32	1088	6165	37 × 35
	35 × 31	1085	6329	
	36 × 30	1080	6480	
	37 × 29	1073	6617	
	38 × 27,5	1045	6618	
	38,24 × 27,32	**1044,67**	**6658,75**	
	39 × 26	1014	6591	
49	34 × 34	1156	6550	37 × 37
	35 × 33	1155	6737	38 × 36
	36 × 32	1152	6912	
	37 × 30,5	1128	6956	
	38 × 29	1102	6979	
	39,04 × 27,90	**1089,68**	**7094,00**	
	40 × 26,5	1060	7066	
50	34,5 × 34,5	1190	6844	37,5 × 37,5
	35 × 34	1190	6941	38,5 × 36,5
	36 × 33	1188	7128	
	37 × 32	1184	7301	
	38 × 31	1178	7460	
	39 × 29,5	1150	7475	
	39,87 × 28,48	**1135,50**	**7545,30**	
	41 × 26,5	1086	7421	

d. Métaux.

1. CUIVRE *)

α. *Cuivre en feuilles ou en plaques.*
On l'emploie principalement pour chéneaux, épaisseur 0,75 *mm*: pour toitures, épaisseur 0,5 *mm*; le cuivre en rouleaux a 0,25 *mm* d'épaisseur, longueur des feuilles enroulées ordinairement 8 à 9 *m*, largeur des rouleaux 0,8 à 1,6 *m*; les tôles fortes, plus épaisses que les tôles pour chéneaux, mesurent 1,9 à 2,5 de long et 0,8 *m* de large; enfin on emploie des feuilles de cuivre de différentes grandeur et épaisseur pour la fabrication de chaudières.

β. *Les fils de cuivre* se trouvent en torches ou bottes pesant de 0,5 à 12,5 *kg*.

γ. *Les tuyaux de cuivre* sont exécutés suivant des diamètres intérieurs variant de 1,3 à 6,5 *cm*. Pour les poids des tuyaux, voir l'appendice.

δ. *Planches de laiton, ou laiton en feuilles ou en lames.* Tableau des poids, voir l'appendice.

2. FER

α. *Fil de fer.* Pour fixer des tuyaux, on se sert de fil de 1,2 *mm* (3 Band)**), à 275 *m* à la botte, de 1,1 *mm* (4 Band), à 369 *m* à la botte et de 1 *mm* (5 Band), à 385 — 388 *m* à la botte. 50 *kg* correspondent à 24 bottes ou torches.

β. *Fer-blanc.* Dimensions des feuilles :

1) 0,435 *m* de long sur 0,325 *m* de large,
2) 0,490 *m* » 0,350 *m* »
3) 0.405 *m* » 0.310 *m* »
4) 0,325 *m* » 0,245 *m* »
5) 0,380 *m* » 0,270 *m* »
6) 0,350 *m* » 0,260 *m* »

Fer-blanc allemand. Les feuilles ont :
7) 0,380 *m* de long sur 0,255 *m* de large.
Fer-blanc anglais. Les feuilles ont :
8) 0,375 *m* de long sur 0,255 *m* de large.
Les feuilles de ponton allemandes et anglaises mesurent :
9) 0,430 *m* de long sur 0,330 *m* de large.
Les longues feuilles allemandes mesurent :
10) 0,750 *m* de long sur 0,255 *m* de large.

*) Pour les densités voir l'appendice.
**) Jeaugeage Westphalien.

1) et 2) s'expédient en caisses de 100 feuilles; 3) et 4), de 150; 5), de 200; 6), 7) et 8) de 225, et 9) et 10) en caisses de 112 feuilles.

γ. *Tôle ou fer noir.* Pour les poids, voir tableau de l'appendice.

Les feuilles ordinaires mesurent 63 *cm* de long sur 48 *cm* de large. Les feuilles de rebut mesurent ordinairement 32 *cm* de long sur 25 *cm* de large.

La tôle plombée de Winiwarter, à Gumpoldskirchen, près de Vienne, se fabrique en feuilles de 94 *cm* de long et 63 *cm* de large; 20 feuilles pèsent 50 *kg*.

δ. *Tôles ondulées* **).

Tôle anglaise : longueur 2 *m*, largeur 0,71; poids 22,5 *kg*, ouverture de l'onde = 45 *mm*.

Dans les tableaux suivants :

b désigne la distance entre deux ondes consécutives (de sommet à sommet),

h la hauteur de l'onde,

e épaisseur de la tôle,

L sa longueur,

B la largeur (sans recouvrement) jusqu'où la feuille peut être exécutée,

C le poids du m^2 en *kg*.

Les dimensions sont exprimées en *mm*.

1. *Compagnie anonyme des forges de Châtillon et Commentry.*

N°	*b*	*h*	*B*	*L*	*e*	*G*	N°	*b*	*h*	*B*	*L*	*e*	*G*
0	95,5	20	620	1660	0,4	3,47	2	135,5	28	610	1660	0,4	3,42
			720	id.	0,6	5,14				740	id.	0,6	5,18
			810	1800	0,8	6,93				880	1800	0,8	6,88
			id.	2000	0,9	7,79				id.	2000	0,9	7,94
			id.	2250	1,0	8,66				id.	2250	1,0	8,59
			id.	2500	1,2	10,40				id.	2500	1,2	10,31
			id.	id.	1,4	12,13				id.	id.	1,4	12,03
			id.	2750	1,5	13,00				id.	2750	1,5	12,90
1	126 sic	28	570	1660	0,4	3,50	3	332	82	850	1750	1,25	12,85
			700	id.	0,6	5,21					2000	1,5	15,42
			820	1800	0,8	7,00					2250	1,5	15,42
			id.	2000	0,9	7,87					2500	2,0	20,55
			id.	2250	1,0	8,74					2750	2,5	25,25
			id.	2500	1,2	10,49					3000	3,0	30,83
			id.	2500	1,4	12,24							
			id.	2750	1,5	13,12							

*) Voir aussi page 307.

Le zingage augmente le poids du mètre superficiel de 1,100 à 1,950 *kg*.

En onde n° 3, on ne peut dépasser en tôles galvanisées 2,50 *m* de longueur.

2. Tôles ondulées fournies par les ateliers de Dillinger à Dillingen, sur la Saar.

N°	*b*	*h*	*B*	*L*	*e*	*G*
1	230	75	920	3000	3,0	29
					3,5	34
					4,0	39
					4,5	44
					5,0	49
					5,5	54
					6,0	59
2	150	45	900	3000	1,00	9
					1,25	11,25
			1050	3000	1,50	13,5
					1,75	16
					2,00	18,5
3	132,5	25	530	2300	0,75	6
					1,00	8.5
					1,25	10,5
					1,50	12,5
4	87	27	1566	900	0,56	5,55
					0,71	7,1
					0,84	8,3

Dans ce qui suit, nous donnons les *résultats de résistance* obtenus avec de la tôle n° 1.

Les feuilles d'essai de 810 *mm* de large et 1100 *mm* de long, comportaient à leurs deux extrémités, sur lesquelles elles reposaient librement, des fers plats rivés transversalement aux ondes. Le tableau suivant donne la charge en *kg* qui pouvait être placée au milieu de l'onde centrale sans que la feuille ne subît de déformation permanente ou plastique :

Epaisseur de la feuille.	Charge en *kg*.	Flèche élastique en *mm*.
3	2000	6
3,5	2500	6—7
4		6
4,5	3000	6—10
5	3500	6—9
5,5	4000	8—9
6	4500	7—9

ε. *Tôles striées* pouvant être fournies par la Compagnie anonyme de Châtillon et Commentry.

Epaisseurs *mm.*	Largeurs *mm.*	Longueurs *mm.*
De 7 à 12, strie (de 3) comprise.....	700	5000
	800	4500
	900	4000
	1000	3500
	1150	3000
De 7 à 12, strie (de 2) comprise.....	700	5000
	800	4500
	900	4000
	1000	3500
	1150	3000

ζ. *Tôles embouties.* Le *Creuzot* peut fournir des tôles embouties de 70 *mm* de bombé suivant des épaisseurs variant entre 5 et 15 *mm* d'épaisseur et de toutes les dimensions comprises entre

486 à 1392 *mm* de largeur et
897 à 1552 » de longueur.

Ces dimensions ne comprennent pas un rebord dont la largeur peut varier, suivant les demandes, entre 60 et 100 *mm*.

Une tôle bombée carrée de 950 *mm* de côté, ayant une flèche initiale de 40 *mm*, une épaisseur de 7 *mm* et reposant sur tout son pourtour, peut porter une charge uniformément répartie de 4800 *kg*.

Si la tôle ne repose que sur deux côtés opposés, elle ne peut porter que les $^5/_8$ de la charge précédente. — Une plaque carrée de 1400 *mm* de côté, 8 *mm* d'épaisseur et 80 *mm* de flèche initiale, doit porter en son milieu une charge concentrée de 7500 *kg* pour que la limite d'élasticité soit atteinte; pour une flèche de 120 *mm*, la charge correspondant à la limite d'élasticité est de 10000 *kg*. Une plaque carrée de 1250 *mm* de côté, ayant 750 *mm* de flèche initiale, et 7 *mm* d'épaisseur, doit être chargée d'un poids de 11750 *kg*, placé en son milieu sur une couche de béton d'environ 100 *mm* d'épaisseur, pour que la limite d'élasticité de la matière soit atteinte. Les dernières plaques étaient encastrées en 8 points sur le pourtour.

Les usines de Dillinger fournissent les tôles embouties d'après le tableau suivant où

L représente la longueur de la tôle,
B sa largeur,
b la largeur du rebord (plan),
h la flèche du bombé, et
d l'épaisseur de la tôle; toutes les cotes sont exprimées en *mm*.

N°	B	L	b	h	Poids, en *kg*, d'une pièce d'épaisseur *d* en *mm* =								
					6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
1	1490	1490	78	330	104	112,5	121,5	130	139	147,5	156,5	165,5	173,5
2	1140	1140	40	85	61	66	71	76	81	86	91	96	101
3	1098	1098	40	75	56,5	61	66	70,5	76	81	85	90	94
4	1098	1098	78	78	56,5	61	66	70,5	76	81	85	90	94
5	1000	1000	60	72	47	51	54,5	58,5	62,5	66,5	70,5	74	78
6	750	750	60	45	26,5	28,5	30,5	33	35	37	39,5	41,5	44
7	500	500	60	27	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5
8	1630	1270	80	130	96,5	105	113	121,5	129,5	137,5	145,5	153,5	161,5
9	1100	770	55	80	39,5	43	46	49,5	53,	56,5	59,5	63	66
10	1265	1265	80	100	75	81	87,5	94	100	106,5	112,5	118,5	124,5
11	1310	1000	50	104	61,5	66,5	71,5	76,5	81,5	86,5	91,5	96,5	101,5
12	700	700	70	45	23	25	27	29	31	33	35	37	39
13	700	660	50	45	21,	23,5	25,5	27	29	30,5	32,5	34	36
14	1180	1100	60	75	61	66	71	76	81	86	91	96	101

Le tableau suivant donne la charge pouvant être portée au sommet de la plaque, reposant sur deux côtés opposés, sans que cette plaque subisse de déformation permanente :

Numéros du tableau précédent	Épaisseur de la tôle en *mm*	Charge en *kg*	Flèche élastique en *mm*
1	7	4500	9
4	4	2000	10
—	5	2500	15—20
—	6	3500	9

3. PLOMB

α. *Plomb à vitres.* 50 *kg* de plomb en saumons ou en navettes donnent 250 à 300 mètres courants de bandes ou rubans de 1,3 *cm* de large ou 375 mètres courants de 1 *cm* de large.

β. *Plomb fondu.* 1 saumon pèse environ 67 *kg*. On dépense $^1/_2$ à 1 *kg* de plomb pour sceller dans la pierre une barre de 2,6 *cm* carrés et de 1 à 1 $^1/_2$ *kg* pour le scellement d'une barre de 4 *cm* carrées.

Pour un crampon en pierre, il en faut $^3/_4$ de *kg*. Pour 1 m^2 de joint dans les clefs des arcs ou des voûtes, il en faut de 100 à 125 *kg*.

γ. *Plomb de corniche.* 50 *kg* de plomb en saumons donnent de 110 à 160 *m* courants de bandes de 2 *cm* de large.

δ. *Les nappes de plomb* peuvent être laminées jusqu'à 7 *m* de long et 2,2 *m* de large. Tableau des poids, voir l'appendice.

ε. *Les tuyaux de plomb* de 0,45 à 15,08 *cm* peuvent s'obtenir en une seule pièce jusqu'à une longueur de 100 *m*. Tableau des poids, voir l'appendice.

4. ZINC

Les *tôles de zinc* sont fabriquées suivant 26 épaisseurs ; les numéros 8 à 18 trouvent application principalement dans la construction. Les feuilles ont le plus souvent 1,9 *m* de long, 0,84 *m* de large

Pour les poids voir tableau dans l'appendice.

B. MATÉRIAUX DE LIAISON ET MORTIERS

a. Chaux et ciments.

1. CHAUX

1. La cuisson de la pierre à chaux donne les variétés de chaux suivantes :

α. La *chaux ordinaire* qui contient moins de 10 °/₀ d'acide silicique et d'alumine ; suivant la plus ou moins grande quantité de chaux par rapport à la quantité d'alumine et d'acide silicique, on classe la chaux en chaux grasse et en chaux maigre.

β. *Chaux hydraulique* (pâte de chaux durcissant dans l'eau). Les propriétés hydrauliques augmentent avec la teneur en argile :

Elle est : faiblement hydraulique pour 10 à 20 °/₀ d'argile,
» bien » » 20 à 34 °/₀ »

Elle se compose de :

100 p. d'hydrate de chaux grasse (chaux éteinte) et 20 p. d'argile
ou 100 » » maigre et 10 p. »

γ. *Ciment de chaux.* Employé en poudre, il durcit très rapidement dans l'eau ; il contient de 40 à 60 °/₀ d'argile. On l'obtient, comme le précédent, en additionnant 20 à 40 °/₀ d'argile.

2. On peut encore faire les remarques suivantes concernant les différentes sortes de chaux :

α. *Chaux grasse.* Son volume augmente lorsqu'on l'éteint jusqu'à 18 fois son volume ; elle contient jusqu'à 10 °/₀ d'acide silicique, d'alumine, de magnésie, d'oxydes de fer et de manganèse, etc.

β. *Chaux maigre.* On l'éteint simplement en la plongeant dans l'eau ou en l'humectant avec de l'eau.

Si elle contient peu d'argile, d'acide silicique de magnésie et d'oxydes de fer et manganèse (jusqu'à 20 °/₀), elle constitue de la chaux ordinaire ; en y ajoutant de l'argile très grasse avant la cuisson on obtient de la bonne chaux hydraulique ; si elle contient beaucoup

d'argile, d'acide silicique, d'oxydes de fer et de manganèse (de 20 à 30 %), elle constitue une bonne chaux hydraulique.

γ. *Chaux très maigre.* Ne s'éteint que sous la forme de poudre, ou ne s'éteint pas du tout lorsqu'elle contient environ 30 % d'acide silicique. Si elle contient de l'argile combinée avec de l'acide silicique, (30 à 40 %), elle constitue une chaux hydraulique de très bonne qualité. Lorsqu'elle en contient 50 %, il faut ajouter de la chaux grasse.

1 tonne (tonneau) de chaux cuite = 0,12 m^3 de chaux + 0,1 m^3 d'espace vide = 180 à 190 *kg* ; 1 m^3 = 1270 *kg*.

1 tonne de chaux blanche éteinte = 0,37 à 0,46 m^3 et 1 m^3 = 3000 *kg*.

1 tonne de chaux hydraulique = 0,25 à 0,3 m^3 de chaux éteinte (v. mortiers).

3. La chaux cuite est transformée en :

α. *Pâte de chaux* par l'addition d'environ 3,2 à 3,6 fois son volume ou 2,5 fois son poids d'eau. Cette pâte, séchée à tel point qu'il se produise des fissures, a un volume 3,2 à 3,5 fois et un poids 2,5 fois celui de la chaux non cuite.

β. *Hydrate de chaux ou poudre de chaux* par immersion dans l'eau. Cette chaux est combinée à 32 % de son volume d'eau. La pâte corroyée (gâchée) comporte un volume 2 à 2,5 fois supérieur à celui de la chaux non cuite.

γ. *Hydrate de chaux ou poudre de chaux* par l'air. La pâte gâchée augmente son volume de 1,75 fois celui de la chaux non cuite.

La chaux est complètement dissoute par 778 fois son volume d'eau à 15,6° C.

2. CIMENTS

Les ciments sont habituellement des substances durcissant par la formation du silicate de chaux qui est insoluble dans l'eau. Ils sont employés ou bien purs, ou bien mélangés à du sable, ou encore avec de la chaux ; la présence de ciment dans la chaux donne à celle-ci des propriétés hydrauliques.

1. *Ciments naturels.* Pouzzolane ou thermantide cimentaire, terre de santorine, trass.

2. *Ciments artificiels.*

α. *Pouzzolane artificielle* ; en France : 1 part. de chaux vive grasse transformée en pâte avec 4 parties d'argile.

β. *Le mastic des fontainiers* se compose de : 30 parties en poids de sable criblé et bien lavé, 70 parties de chaux blanche en poudre et 3 parties de litharge en poudre ; ou bien de : 35 parties de sable, 62 parties de chaux et 2 parties de litharge et on cuit le tout pendant une ½ heure dans de l'huile de lin (15 *kg* de vieille huile brute pour 200 *kg*) ; ce mastic est posé à chaud ; il prend toutes les colorations ;

il résiste aux influences atmosphériques; employé en couche de 0,7 *cm* d'épaisseur, c'est un très bon remède contre la formation de l'aphronitre (sel mural). Un mortier composé de mastic des fontainiers, d'eau et de sable est très bon contre l'humidité dans les fondations.

γ. *Ciment de Portland.* 1 tonne ou tonneau doit contenir 200 *kg* de ciment; il peut y avoir des différences en plus ou en moins pouvant atteindre 15 *kg*. Le bon ciment ne doit pas durcir trop rapiment, ne doit pas changer de volume pendant le durcissement, il doit avoir une teinte uniforme (pas de taches foncées) et adhérer fortement à la pierre. La prise du ciment demande au moins 30 minutes.

Pour savoir si le durcissement fait augmenter le volume du ciment, on place celui-ci dans des verres minces où on le laisse durcir; si le volume augmente le verre saute.

Le tableau suivant donne les résultats les plus récents de la résistance à l'écrasement en *kg* par cm^2 d'après les expériences de la station royale d'essais des matériaux de construction à Berlin.

Ces expériences ont porté sur les ciments Portland des fabriques suivantes:

1. O. F. Alsen et fils, à Itzehoe.
2. La même (ciment à prise particulièrement lente).
3. Adler, à Zossen.
4. Fabrique prussienne de ciment Portland à Neustadt.

La résistance à la traction comporte de $^1/_8$ à $^1/_9$ de celle à l'écrasement.

Sorte de ciment.	Proportions des mélanges. Parties en poids.	Durcissement dans l'eau. jours.				Durcissement à l'air. jours.			
		7	30	60	90	7	30	60	90
1.	Ciment pur	424	498	568	620	429	503	561	618
2.		535	606	679	733	536	573	659	714
3.		405	476	521	594	414	462	512	569
4.		379	532	570	627	366	516	567	622
1.	1 part. ciment 1 part. sable	294	335	378	399	297	348	371	397
2.		381	408	436	454	370	395	426	447
3.		264	320	342	388	276	324	360	394
4.		252	321	382	397	260	315	376	398
1.	1 part. ciment 2 part. sable	221	251	286	306	226	262	290	317
2.		238	287	341	359	254	305	350	366
3.		177	233	276	325	204	253	281	329
4.		146	224	275	291	165	234	284	297

Sorte de ciment.	Proportions des mélanges. Parties en poids.	Durcissement dans l'eau. jours.				Durcissement à l'air. jours.			
		7	30	60	90	7	30	60	90
1.		—	—	—	—	155	183	217	234
2.	1 part. ciment	—	—	—	—	196	238	263	281
3.	3 part. sable	—	—	—	—	135	169	192	227
4.		106	153	177	192	119	167	198	219
1.		—	—	—	—	103	146	167	183
2.	1 part. ciment	—	—	—	—	128	164	180	190
3.	4 part. sable	—	—	—	—	94	112	130	160
4.		78	99	113	122	87	114	132	144

Propriétés générales des ciments de Portland ci-dessus.

Sorte de ciment	Poids du m^3 bien remué en *kg.*	Degré de finesse exprimée en °/₀ de ce qui ne passe pas au travers d'un tamis ayant					Eau nécessaire à la prise du ciment pur en °/₀	Quantité d'eau exigée par du ciment pur en °/₀	Nombre d'heures nécessaire à la prise
		180	324	600	900	5000			
		Maillles par cm^2							
1.	1878	0,0	0,0	2,2	6,8	32	26,5	30	8,5—9,5
2.	1778	0,0	0,0	1,0	3,4	20	28,0	31	10—11
3.	1868	0,0	0,0	0,0	0,7	25,5	31,0	33	12—13
4.	1992	0,0	0,0	1,8	8,0	31	29,5	32,5	4—5

δ. *Ciment anglais* ou *plâtre aluné.* Sur l'enduit ordinaire de chaux, on dispose une couche de sable quartzeux lavé de 0,3 *cm* d'épaisseur; ensuite l'enduit de ciment composé de ciment et d'eau. Pour augmenter le brillant, on recouvre le tout d'un enduit se composant de 7 parties de cire blanche, 2 parties de stéarine et 20 parties d'huile de térébenthine.

ε. Le *ciment romain* est le plus souvent employé comme enduit. Sa résistance atteint la moitié de celle du ciment Portland.

b. Différentes espèces de mortiers.

Un ouvrier peut par jour préparer 1 m^3 de mortier. — Dans ce qui suit, les nombres indiqués sont des parties en poids.

α. Le *mortier aérien,* pour maçonnerie ordinaire, se compose de

*) Pour leurs résistances, voir page 255.

3 parties pour ravalement, et crépissure de 2 parties, et pour les surfaces lisses de 1 partie de sable pour 1 partie de chaux blanche.

2 parties de pâte de chaux et 1 partie de sable donnent 2,4 à 2,5 parties de mortier.

β. *Mortier hydraulique.* Pour 1 partie de pâte de chaux hydraulique la résistance du mortier va en augmentant jusqu'à 2 parties de sable lorsque la chaux est éteinte de la manière ordinaire, mais si la chaux est éteinte par immersion la résistance ne croît que jusqu'à 1,7 parties de sable pour 1 partie de chaux.

Les mortiers convenables pour les constructions hydrauliques sont :

a) 3 p. chaux (ordinaire),
2 p. farine de briques,
3 p. sable.

b) 4 p. pouzzolane,
4 p. sable.
3 p. terre sulfatée.

c) 3 p. chaux (hydraulique),
2 à 3 p. sable,
1 à 2 p. trass,

d) 2 p. ciment,
1 p. chaux (ordinaire),
2 p. sable.

γ. *Mortier de trass.* 1 partie de pâte de chaux, 2 partie de trassoïte pulvérisé, sans addition d'eau, ou bien 1 partie de chaux vive, 2 parties de chaux éteinte et 1 partie de trass avec le moins d'eau possible (les deux sont de très bons mortiers hydrauliques). Pour la maçonnerie, qui est souvent sous l'eau, le mortier : 1 partie de chaux en pâte, 1 partie de trass pulvérisé et 1 partie de sable, est très bon. Pour la maçonnerie ordinaire : 2 parties de chaux éteinte, 1 partie de trass et 3 parties de sable.

δ. *Mortier blanc.* 1 partie de chaux, 2 parties de sable; pour 1 m^3 de chaux, on prend 12 *kg* de poil de veau ou de chénevotte.

ε. *Mortier de ciment* pour bâtiments :

1 partie ciment et 3 parties de sable pour maçonnerie ordinaire,
1 partie » et 2 parties » » pour enduit, crépissure;

pour constructions hydrauliques,

1 partie de ciment et de 1 à 3 parties de sable.

ζ. *Mortier de ciment allongé* : 1 partie de ciment, 6 parties de sable, 3 parties de chaux.

c. Mastics ou luts.

(V. p. 379). Tous les nombres ci-après sont des parties en poids.

α. *Mastic à vitres* ou *lut de vitrier.* 3 parties craie et 3 parties de céruse (blanc de plomb), pétries de manière à en former une pâte avec 5 parties de vernis gras ou huile litharginée. A cette pâte, on ajoute $^1/_{15}$ partie de litharge d'argent.

β. *Futée* (mastic à bois). Pâte formée de 3 parties d'hydrate de chaux frais, 2 parties de farine de seigle, 2 parties de vernis gras, ou bien : pâte formée de parties égales de farine de briques, de litharge moulue et d'huile de lin. Les joints du bois sont à enduire d'huile de lin avant le masticage.

γ. *Lut de potier* ou *au lait caillé.* On dissout du lait caillé dans de l'eau chaude, à laquelle on mélange de la chaux vive broyée jusqu'à faire une bouillie du tout.

δ. *Mastics à l'huile* ou *lithocolles.*

a) Pour *coups d'eau* : 21 parties de chaux hydratée, 9 parties de farine de briques tamisée, 5 parties de poudre de verre, 6 parties d'huile de lin cuite; on dispose ce mastic sous forme de pâte sur la pierre que l'on frotte pendant un jour avec 2 parties d'huile de lin; le mastic est sec au bout de 2 à 3 jours.

b) Pour *joints de pierres de taille :* 22 parties de chaux fusée, 10 parties de fine farine de briques, 1 partie de poudre de verre et 8 parties d'huile de lin; ou bien : 20 parties de chaux fusée, 10 parties de farine de briques, 1 partie de verre en poudre, 8 parties d'huile de lin et 2 parties de battitures de fer. Les joints sont à enduire avec de l'huile; le mastic doit être introduit et pressé avec une spatule.

c) Pour *joints de pierres de taille dans l'eau :* 3 parties d'argile fine, 2 parties de cendres tamisées, 1 partie de sable fin, 3 parties de goudron ou d'huile de lin, le tout mélangé avec de l'eau de façon à obtenir une pâte.

d) A appliquer *entre cuivre et grès :* 7 parties de céruse, 6 parties de litharge d'argent, 6 parties de bol (terre bolaire), 4 parties de verre pilé et 4 parties de vernis.

ε. *Ciment lithogène :*

a) *Pour fer dans pierre :* 4 parties de chaux hydraulique pulvérisée, 4 parties de farine de briques, 1 partie de limaille de fer, le tout mélangé à de l'eau de manière à obtenir une pâte, ou bien : 1 partie de chaux hydraulique, 2 parties de farine de briques et $^1/_2$ partie de limaille de fer, ou bien : mortier-stuc avec limaille de fer.

b) *Pour grès :* 4 parties de chaux fraîchement calcinée, 1 partie de pierre à feu ou de sable fin quartzeux, 6 à 8 parties de lait caillé fraîchement pressé, le tout mélangé en une pâte consistante. Les surfaces ou les trous à mastiquer doivent être au préalable humectés avec de l'eau.

c) *Pour joints dans le grès :* 8 parties de litharge d'argent pulvérisé, 3 parties de farine de briques, 1 partie de poudre de verre ou de quartz, le tout pétri avec de l'huile de lin en une pâte épaisse. Il faut avant l'application du mastic verser sur les joints de l'huile de lin chaude; ou bien : 1 partie de poix, $^1/_8$ partie de colophane, $^1/_2$ partie de litharge d'argent, $^1/_8$ partie de farine de briques, le tout remué sur un feu doux.

d) *Pour rejointoiements extérieurs :* 1 partie de farine de briques sèche, 1 partie de litharge moulue et mélangée avec de l'huile de lin en une pâte épaisse; les joints sont à enduire d'huile avant l'application.

e) 1 partie de verre soluble (densité 1,25), 20 parties de chaux éteinte, 20 parties de chaux carbonatée pulvérisée.

f) 75 parties de cendres de houille pulvérisées, 1 partie de verre soluble.

g) *Pour murs hydrauliques* : 2 parties de chaux fraîchement calcinée et pulvérisée, 1 partie de farine de briques, $^1/_5$ parties de battitures en poudre, $^1/_{10}$ de sesquioxyde de manganèse, le tout mélangé à du vernis gras, jusqu'à ce qu'on obtienne une pâte épaisse : les joints secs sont à humecter au préalable avec de l'huile. — Ou bien : 49 parties de colophane, 6 parties de cire, 2 parties de laque en écailles, 2 parties de mastic, le tout fondu ensemble sur un feu doux ; au mélange précédent, on ajoute successivement 6 parties de térébenthine, 3 parties de soufre, 16 parties de farine de briques, et on verse le mélange à l'état de bouillie claire dans les joints chauffés au préalable. Ce ciment durcit immédiatement ; il peut être conservé froid.

h) *Pour pierres sous l'eau* : 4 parties de goudron cuit lentement dans lequel on verse petit à petit 9 parties de farine de briques jusqu'à saturation du goudron.

d. Asphaltes.

Dans le commerce, on trouve du *mastic d'asphalte*, c'est-à-dire de la roche naturelle d'asphalte avec 2 à 5 % de bitume pur fondus ensemble.

Pour la *fonte d'asphalte*, on fond le mastic avec 4 à 8 % de goudron et on mélange de 50 à 100 % de gravier complètement dépourvu de sable et à grain de la grosseur de lentilles. La refonte n'a aucun inconvénient. Comme lit de support, on évite le gypse : il est préférable d'employer le béton aux briques ; dans tous les cas, ce lit doit être sec.

C. MATÉRIAUX ACCESSOIRES

1. VERRE

Blanc ou mi-blanc : en lien de 1 tablette de 90 à 100 *cm* de haut et 70 à 73 *cm* de large, jusqu'à 24 tablettes de 34 *cm* de haut et 31 *cm* de large ; vert : en caisse de 20 liens de 20 carreaux. Les grands carreaux rhénans et les verres à glace sont emballés séparément suivant leur grosseur.

2. VERRE SOLUBLE

C'est du silicate de potasse ou de soude ou bien un mélange de ces 2 silicates qui constitue le verre soluble.

Sec, il devient masse cassante et presque incolore, il se dissout dans l'eau bouillante.

On l'emploie comme colle liquide pour les assemblages en bois ; dans la plupart des cas on emploie du verre soluble à la soude.

3. PEINTURES

α. *Peinture pour fer.* Les surfaces sont recouvertes, au moyen d'une brosse, de goudron minéral liquéfié à une température de 100° C. 10 m^2 de surface de fer demandent 0,85 *kg* de goudron (d'asphalte).

β. *Peinture pour bois.* De l'asphalte fondue et en triple couche protège bien le bois contre la putréfaction. Il est à recommander d'employer pour la qualité et le bon marché un mélange de 2 parties en poids de rouge d'Angleterre, $^1/_3$ p. de colophane pulvérisée, $^2/_5$ de vitriol pulvérisé, 2 p. d'huile de poisson, 1 $^1/_2$ p. de farine de seigle et 10 p. d'eau. Un mélange de 7 p. de goudron de houille, 3 p. de poids ou de colophane pulvérisée, 2 p. de soufre pulvérisé, appliqué à chaud, est bon pour les bois battus en terre.

γ. *Badigeonnage à l'épreuve de l'eau.* On applique à chaud un mélange de 1 p. d'huile de lin cuite et $^1/_{10}$ p. de litharge fondues ensemble avec 2 p. de résine.

δ. *Fonds pour peinturage* : 3 p. d'huile de lin cuite, $^1/_{10}$ p. de litharge, 1 p. de cire.

1 m^2 de surface de mur humide recouvert avec goudron de houille demande 12 à 13 *kg* de goudron.

ε. *Peinture à l'huile.* On délaie 1 p. de céruse avec $^1/_5$ p. de vernis gras et on étend avec $^1/_5$ p. de vernis gras. Comme seconde peinture on peut dans le cas d'objets à l'intérieur du bâtiment étendre avec la même quantité d'huile de térébenthine. A la masse ainsi obtenue si on ajoute $^1/_2$ p. d'ocre jaune et $^1/_5$ p. de terre d'ombre on obtient la couleur de chêne ; $^1/_{30}$ p. de noir de fumée donne à la peinture un ton gris bleuâtre. Avec 1 *kg* de couleur à l'huile, on peut couvrir 10 m^2 de surface de bois.

ζ. *Siccatif.* On cuit ensemble un mélange de 2 p. de gypse brûlé, 2 p. de terre d'ombre brûlée, 2 p. de minium et 2 p. de litharge d'argent avec 7 p. d'huile de lin pendant 8 à 9 heures sur un feu doux et on refroidit avec 16 p. d'huile de térébenthine. Comme moyen de séchage pour couleurs à l'huile on a employé $^1/_{15}$ à $^1/_6$.

η. *Peinture pour tôle.* Particulièrement employée pour toitures en fer noir. La couche de fond se compose d'huile de lin et de minium.

La peinture à la russe exige pour environ 6 m^2 : 0,5 *kg* d'acétate de

cuivre, 0,5 *kg* de céruse et 1,5 *kg* d'huile de lin. On peut recommander aussi un mélange de 3 p. de craie, 1 p. de terre cuite et d'huile de lin grasse: on fait 3 couches: la première avant l'emploi de la tôle, la deuxième lorsque la première est entièrement sèche et la troisième 2 à 3 ans après la seconde couche. La couleur est grise; l'addition du silicate de manganèse rend la peinture rouge, l'addition de noir terreux la rend noire.

4. VERNIS POUR BOIS

(Les nombres sont des parties en poids).

α. *Vernis au succin.* 6 p. d'ambre jaune en poudre avec 20 p. d'huile de lin cuite jusqu'à épaisissement et on étend avec 40 p. d'huile de térébenthine.

β. *Vernis incolore.* 6 p. sandaraque, 3 p. de mastic, 1/4 p. de térébenthine, 4 p. de poudre de verre, 32 p. d'alcool.

γ. *Vernis pour objets fins.* 8 p. de sandaraque, 4 p. de laques en grains, 2 p. de mastic, 4 p. de térébenthine de Venise, 64 p. d'alcool.

δ. *Vernis pour objets moins fins.* 12 p. de sandaraque, 4 p. de laques en écailles, 8 p. de poix blanche, 8 p. de térébenthine, 8 p. de verre en poudre, 64 p. d'alcool.

ε. *Vernis d'or.* Il se compose de 125 p. de laque en grains, de 125 p. de gomme gutte et 32 p. de safran dissous dans 2400 p. d'alcool à 90 %: on dissout 125 p. de sang-dragon et 125 p. de rocou, chacun dans 1200 p. d'alcool et l'on ajoute ces deux derniers liquides au premier selon les convenances.

ζ. *Vernis copal* ou *laque.* Ce vernis se compose de 8 p. de copal clair d'Afrique que l'on fond et auquel on ajoute 20 p. d'huile de lin chaude: on cuit jusqu'à ce que la masse devienne filandreuse; on étend ensuite avec 30 p. d'huile de térébenthine. Pour le cas de séchage très rapide on prend: 7 p. de copal avec 5 p. d'huile, chauffés et étendus ensuite avec 30 p. de térébenthine.

η. *Vernis gras* ou *huile lithargirée*: 12 p. d'huile de lin pure et 1 p. de litharge cuites ensemble de 2 à 3 heures.

5. CARTON-PIERRE

Naguère il était fabriqué en feuilles ou plaques, maintenant on le fabrique en rouleaux de 10 *m* de long, 1 *m* de large, du poids de 25 à 35 *kg*.

6. CORDES ET CABLES EN CHANVRE

50 *kg* de chanvre russe finement peigné rendent environ 22,5 *kg* de chanvre tissable. 1 fil de chanvre fin de 80 *m* de long et 60 *m* de fil

ordinaire pèsent environ 0,5 *kg*. Plusieurs fils commis ou tordus ensemble constituent un toron. Les câbles de remorque se composent habituellement de trois torons, les fortes cordes de quatre torons. Le tortillement raccourcit le fil d'environ $^1/_3$ de sa longueur primitive; c'est ce qu'on exprime en disant que le fil est commis au tiers.

Pour le calcul de la résistance et du poids des câbles voir page 452.

7. PAILLE

Une botte est d'au moins 0,09 m^3; 1 m^3 de paille bien liée pèse 56 *kg*; 1 botte donne 0,66 *hl* de paille hachée.

Torchis ou *bauge*. 1 m^3 pèse frais 1200 *kg*, sec 1070 *kg*; pour 1 m^3, on compte 3 bottes de petite paille.

III. FONDATIONS DES BATIMENTS

a. Principes.

Dans le choix du mode de fondation, il faut tenir compte :

1) De la nature du sous-sol et de la présence d'eau

2) De la nature des bâtiments à fonder,
(Poids et destination).

3) Du temps disponible pour la construction des matériaux à utiliser et des moyens d'exécution à employer.

Un ouvrage en maçonnerie continu doit comporter, si possible, partout le même système de fondation. Les fondations doivent pénétrer dans le sol à une profondeur supérieure à celle attaquée par la gelée, c'est-à-dire à une profondeur de 0,75 à 1,25.

b. Examen du terrain à bâtir.

Pour de petits travaux en maçonnerie l'examen du terrain à bâtir se fait au moyen d'une *sonde pointue* de 3 *cm* d'épaisseur et 1 à 2,5 *m* de longueur; pour une plus grande longueur, l'extrémité non effilée de la sonde est pourvue d'un œil au travers duquel on peut passer une barre transversale. Pour les constructions plus importantes l'examen du terrain se fait par forage et lorsque c'est possible par creusage de puits.

Les *terrains sûrs pour bâtir* sont :

1. Les terrains rocailleux (roc), le tuf, les terrains pierreux (préservés contre tout glissement).

2. Les galets, le gravier ; sable à gros grain.
3. Le sable à grain fin ; le sable mouvant encaissé.
4. Les lits ou couches sèches de terre limoneuse, d'argile et de sable mélangés.

Les trois dernières sortes de terrain ne peuvent porter que si leur épaisseur comporte de 4 à 6 *m* ; dans le cas où l'épaisseur est moindre, il faut recourir à des empierrements, battages de pieux ou batardeaux de palplanches.

Les *terrains à bâtir douteux ou dangereux* sont :

1) L'argile et la terre franche, humides, seules ou mêlées à du sable particulièrement le sable bleuâtre (argileux).
2) Le sable mouvant.
3) Le sable très mouillé.
4) Les marais flottants.
5) Les terrains propres à la praticulture et les terrains marécageux, la marne, la terre franche, la tourbe.
6) Les terres rapportées.
7) Les terres remuées et les remblais, même après un siècle.

c. Fondations sur terrains pouvant porter.

Une couche de terre franche ou d'argile de 3 à 4 *m* ou bien une couche de sable compacte de 2 *m* d'épaisseur reposant sur couches plus molles peut porter un bâtiment massif à 3 étages. Du sable bien maintenu peut porter jusqu'à 100 *t* par m^2.

On prend garde à ce que les couches portantes ne soient pas trop affaiblies par les fondations ; on prend la plus grande base d'appui possible et on protège les fondations contre la gelée. Si on ne peut atteindre la profondeur nécessaire pour les fondations sans compromettre la résistance du sol, il faut alors rapporter des terres extérieurement. Si la couche supérieure du terrain ne peut porter, on fait reposer les bâtiments sur une des couches suivantes plus profondes, soit directement, soit par l'intermédiaire de piliers, de puits ou de caissons. Lorsqu'on s'attend à un tassement important dans les fondations, on cherche par le mode de répartition des charges à ce que le mouvement de tassement se produise uniformément ; si le terrain n'est pas parfaitement ferme, la charge doit être uniformément répartie. S'il est à craindre que les différentes parties d'un grand ouvrage en maçonnerie tassent inégalement, il est bon de ne pas les relier entre elles. Si on ne peut espérer un tassement uniforme du terrain portant le bâtiment, il faut disposer les fondations en vue de consolidations ultérieures. Dans le voisinage de grandes quantités d'eau, il faut bien prendre garde au niveau de l'eau souterraine et, d'après cela, étudier le mode et la profondeur des fondations. — Dans l'installation de caves profondes, il est bon, suivant les circonstances, de les rendre étanches vers le bas par le moyen de ciment ou bien par l'emploi de voûtes renversées ; ces dernières sont employées avantageusement lorsque le poids de murs lourds doit être réparti uniformément sur le terrain mou compris entre ces murs.

d. **Les enceintes des fossés des fondations,**

lorsqu'il y a des infiltrations d'eau ou bien lorsque la construction entière est dans l'eau, sont des bâtardeaux ou bien des parois de palplanches.

1. BATARDEAUX

α. On construit des *bâtardeaux simples* lorsque le niveau de l'eau va jusqu'à 1,5 *m*; des pieux pointus sont enfoncés à une distance de 1,25 à 1,5 *m* et sont reliés entre eux par des longrines contre lesquelles on fixe des palplanches pénétrant de 50 à 60 *cm* dans le sol. L'étanchéité s'obtient par le moyen de remblais de terre ou de fumier disposés extérieurement.

β. Les *bâtardeaux en forme de caisse* sont employés pour les niveaux supérieurs à 1,5 *m*.

D'après *Eytelwein*, leur largeur égale leur hauteur jusqu'à 2,2 *m*; pour des dimensions plus considérables la largeur = la hauteur + 1,25 *m*. Les pilotis sont distants les uns des autres de 1,25 *m* et enfoncés dans le sol à une profondeur de 1,3 à 2 *m*; les moises sont à une distance de 1,25 *m* les unes des autres. Pour le remplissage, le meilleur est d'employer de la terre argileuse la plus sèche possible ou bien un mélange d'argile et de sable; dans les deux cas il faut bien battre la matière que l'on emploie pour le remplissage.

2. PAROIS DE PALPLANCHES

Elles doivent maintenir l'eau pendant que l'on construit les fondations et circonscrire les surfaces suivant lesquelles ces fondations sont à élargir; de plus elles doivent maintenir le sol comprimé et empêcher les déchaussements.

1 *m* . *ct* de file de pieux-palplanches exige 5 pieux mi-plats de 24 *cm* de large; ou bien autant de pieux en bois de brin de 25 *cm* de large; ou bien 3 à 4 pieux de 11 *cm* d'épaisseur, des madriers *) de 31 *cm* de large et 1 *m* de bois de brin pour entretoise.

e. **Dessèchement de l'emplacement des fondations.**

On effectue ce dessèchement au moyen de :

α. *Seaux:* jusqu'à une hauteur de 1,25 *m*, un rang d'ouvriers suffit; pour de plus grandes hauteurs, jusqu'à 2,5 *m*, il faut deux rangs d'ouvriers.

*) D'au moins 5 *cm*.

β. *Pelles rondes* pour les hauteurs entre 0,6 et 1 *m*.

γ. *Pelles* ou *écopes hollandaises* pour les hauteurs entre 1 à 1,5 *m*; elles sont manœuvrées par 3 hommes.

δ. *Pompes*. Le plus souvent, on construit des pompes en planches; section 16 à 26 cm^2; minimum 16 cm^2, maximum 30 cm^2: dans les pompes bien construites, on doit compter une perte de 25 %.

ε. Les *chapelets* ou *appareils rotatifs* à *palettes* donnent de bons résultats pour 6 *m* d'élévation. — *Pompes centrifuges*, v. p. 762.

ζ. Les *chapelets inclinés* ou *appareils* à *aubes inclinés*. Inclinaison de l'auge 30 à 35°.

η. *Pompes* à *augets* ou à *seaux*, ou *norias*. Elles donnent de bons résultats aussi pour de grandes hauteurs d'élévation.

θ. *Vis d'Archimède*. 5 à 6 *m* de long, 0,6 à 1 *m* de diamètre; elles sont employées pour le desséchement des fondations lorsque la hauteur d'élévation comporte de 2 à 2,5 *m*. L'axe de la vis est incliné habituellement à 45° sur l'horizontale. L'inclinaison la plus avantageuse de l'axe = 35°, celle du filet 54 à 56° (v. p. 934).

f. Fondations sur terrains défavorables.

α. La *compression du sol* ne peut s'effectuer que si le sous-sol est d'une nature uniforme; elle s'obtient alors au moyen de charges convenablement disposées ou bien par le battage ou damage *).

Soient:

P la charge en *kg* que 1 m^2 de terrain comprimé peut porter,

G le poids du mouton en *kg*, et

c un coefficient dépendant de la hauteur de chute *h* (en *m*).

On a:

$$P = 9{,}5\ Gc.$$

Le tableau suivant (d'après *Rondelet*) donne la valeur de *c* pour différentes valeurs de *h*.

h en *m*	*c*	*h* en *m*	*c*	*h* en *m*	*c*
0,32	11,47	2,6	32,37	4,87	44,30
0,65	16,20	2,92	34,34	5,20	45,76
0,97	19,82	3,25	36,19	5,52	47,17
1,30	22,90	3,57	37,96	5,85	48,53
1,62	25,59	3,90	39,63	6,17	49,86
1,95	28,02	4,22	41,25	6,50	51,15
2,27	30,28	4,55	42,80	7,80	56,03

*) V. pages 173 et 993.

β. *Béton moutonné.* Le sol compressible est fortement battu, sur ce sol, on étend une couche de 0,3 *m* d'épaisseur de décombres que l'on moutonne vigoureusement ; on dispose une seconde couche de décombres, on moutonne et ainsi de suite jusqu'à ce que la couche de cette espèce de béton, soit de 1 *m* à 1,25 *m* d'épaisseur.

Dans des circonstances favorables, une telle couche de 0,5 *m* d'épaisseur peut déjà supporter un bâtiment à 2 étages.

γ. *Ballastage* au moyen de gravier pur, grossier, à arêtes vives : ce ballastage a pour but la répartition uniforme des charges ; il faut alors que l'emplacement ballasté soit notablement plus considérable que celui occupé par la base des fondations : l'épaisseur de la couche de ballast varie de 1 à 2 *m* ; on dispose le gravier uniformément en le saturant d'eau que l'on fait évaporer ensuite.

δ. *Fondations en béton.* Elles doivent également être notablement plus étendues que la base d'appui des fondations ; il suffit d'un cours de palplanches, car il n'est pas nécessaire que l'enceinte soit imperméable à l'eau ; ce cours de palplanches sert à empêcher la formation de courants dans la fosse des fondations.

La descente du béton s'effectue au moyen d'entonnoirs ou de caissons. Ceux-ci sont formés de madriers ou de planches de 5 à 8 *cm* d'épaisseur, les angles sont garnis de ferrures en tôle ; ils ont 1 *m* de long, 0,6 *m* de large,. 0,6 *m* de haut et contiennent environ 0,36 m^3.

Les fondations sont ainsi montées par couche ; il faut descendre les matériaux aussi rapidement et en aussi grande quantité qu'il est possible. Il faut tâcher d'éviter, pendant la descente, le contact avec l'eau.

ε. *Fondations par piliers.* On peut les employer, dans certains cas, lorsque la fondation sur couche résistante n'est pas alliée à de trop grandes difficultés, c'est-à-dire lorsque cette couche n'est pas à une trop grande profondeur et lorsqu'il n'existe pas d'eau souterraine. Les différents piliers sont reliés entre eux par des arcs de voûtes.

Dans la plupart des cas, on donne la préférence aux :

ζ. *Fondations par puits.* Les parois pour 1 à 2 *m* de diam. comportent 1 brique d'épaisseur. Les puits près des murs principaux sont placés à 2,5 — 3,75 *m* de milieu à milieu (mesure prise suivant l'axe du bâtiment) et pénètrent de 0,6 à 1 *m* dans le sol résistant. Sous les murs de refend, la distance entre les puits se calcule d'après la résistance à l'écrasement du terrain. Les puits sont reliés par des arcs ayant au moins 2 briques d'épaisseur ; à l'angle des murs, il y a deux et souvent trois puits qui sont reliés entre eux par des buttées. Avant la construction, on pratique des fossés carrés de 4 *m* de côté d'environ 1,5 *m* de profond dans lesquels on construit la carcasse ou le moule du puits par le moyen d'une double rangée de madriers.

Le remplissage des puits se fait avec du béton ou des pierres concassées et du mortier. Sur les puits, on élève en moellons (meulières) et ciment ou chaux hydrauliques, des murs d'aboutissement jusqu'à

une hauteur de 0,3 à 0,6 *m* au-dessus du niveau de l'eau souterraine.

Le tassement uniforme des puits est obtenu par l'introduction de charges et en extrayant les terres intérieures. Il existe des puits ayant jusqu'à 18 *m* de profondeur.

η. *Fondations par caisses* ou *caissons*. Les caissons sont formés de 4 poteaux reliés à leur partie supérieure par 4 traverses et recouverts extérieurement de planches ou madriers de 5 à 8 *cm* d'épaisseur ; la descente s'effectue comme pour les puits.

La hauteur d'un caisson ne dépasse pas 5,5 à 7 *m*, avec des caissons placés les uns sur les autres, on peut atteindre une profondeur de 12,5 à 14 *m* ; comme pour les puits, on monte une maçonnerie en béton jusqu'au niveau de la nappe d'eau, ensuite en moellons, enfin les liaisons s'effectuent au moyen de voûtes.

θ. *Grillages* ou *patins de charpente*. Tous les bois doivent être au moins à 0,3-0,5 *m* sous l'eau.

1) *Grillages en madriers*. Ils sont composés de madriers fixés sur des traverses de 10 *cm* d'épaisseur et distantes les unes autres de 1 à 1,25 *m*.

2) *Grillages* ou *patins de charpente formés de traverses* de 24 à 31 *cm* de large, 16 à 24 *cm* de haut, à une distance de 1 à 1,5 *m* les unes des autres. Les longrines ont 21 à 31 *cm* d'épaisseur et sont à une distance qui ne doit pas être supérieure à 1,1 *m*.

Les longrines extérieures sont à 0,3-0,5 *m* de l'extrémité des traverses.

Les madriers ont de 8 à 10 *cm* d'épaisseur et sont à chaque extrémité en saillie de 5 *cm*.

ι. *Radiers* ou *parcs de pilotis*. Les pilotis sont en bois de pin ou de chêne, leur tête doit se trouver au-dessous du niveau de l'eau. Dimensions des pilotis : 21 à 24 *cm* d'épaisseur pour 4 *m* de long ; pour des longueurs plus grandes, on ajoute 3 *cm* à l'épaisseur pour chaque 2 *m* d'augmentation de longueur. Distance d'axe à axe de pilotis = 1 à 1,5 *m* ; distance entre les files de pilotis = 0,8 à 1 *m*, au maximum 1,25 *m*.

Tenons : 16 *cm* de long, 8 *cm* de large et 5 *cm* d'épaisseur.

Les pièces de tête sont carrées et ont au moins 26 *cm* de côté. Les traverses à une distance de 2,5 à 3 *m* les unes des autres peuvent être en saillie de 8 à 10 *cm* par rapport aux madriers. La longueur conique pour former la pointe de pénétration des pilotis est égale de 1 $^1/_2$ à 2 fois l'épaisseur du pilotis à sa partie inférieure.

Un *sabot de pieu* ayant de 2 à 4 branches pèse de 2,5 à 7 *kg*.

κ. *Pieux à vis*. Dans certaines circonstances, il est très commode d'employer des *pieux à vis* en fer.

Le rayon d'enroulement, le pas et le nombre des spires se déterminent d'après la nature du sol ; on emploie à peu près les dimensions suivantes :

NATURE DU SOL	DIAMÈTRE MAXIMUM	PAS
Terrain mou.....	1 *m*	0,25 — 0,3 *m*
Terrain très ferme	0,6	0,2 — 0,3 *m*

g. Battage des pieux.

D'après *Sganzin*, un pieu peut porter d'une façon durable environ 26 *t* lorsqu'en recevant, à l'aide d'une sonnette à déclic (artificielle), une volée de 10 coups avec un mouton d'environ 625 *kg* tombant d'une hauteur de 3,5 *m*, il ne s'enfonce que d'environ 15 *cm* ; la conclusion est la même lorsque le pieu a pénétré dans le sol de 12 *cm* seulement, après une volée de 30 coups d'un mouton de 625 *kg* de sonnette à tiraude tombant d'environ 1,2 *m*.

Dans nos bâtiments ordinaires, il suffit de battre les pieux avec un mouton de 400 *kg* ; dans ce dernier cas, lorsqu'une volée de 15 à 20 coups fait enfoncer le pieu d'environ 13 *cm*, celui-ci peut porter déjà 17,5 *t*. Le mieux est de moutonner avec un bélier de 400 *kg* jusqu'à ce que le pieu ne s'enfonce plus que de 5 à 8 *cm* pour 2 à 3 volées successives.

Cordes de manœuvre du mouton, 4 à 5 *cm* d'épaisseur. Cordes de la sonnette à tiraude 1 à 1,3 *cm* d'épaisseur.

Course ou levée du mouton, 1,2 à 1,5 *m*.

On compte 3 ouvriers par 50 *kg* de poids du mouton.

α. *Moutons à bras.* Ceux mus par 4 hommes ont 1 *m* de levée ; pour chaque homme on compte 15 *kg*.

β. *Sonnettes à déclic.* Le mouton est en fonte et pèse de 500 à 800 *kg*. Course 3,8 à 7,5 *m*, il faut 4 hommes pour la manœuvre du treuil.

γ. *Sonnettes à tiraudes.* Le mouton pèse 300 à 1000 *kg* et est en chêne ou en fonte. Dans le cas où il est en bois il est entouré de colliers en fer à ses 2 extrémités. La poulie à corde est en bois ou en fonte et a 0,5 à 0,6 *m* de diamètre.

δ. *Sonnettes à vapeur Nasmyth.* Le mouton pèse de 1 à 2,5 *t*, hauteur de chute 0,8 à 1 *m* ; 75 à 100 coups par minute.

IV. MAÇONNERIE

Les épaisseurs des murs lorsqu'on emploie respectivement des pierres de taille, des briques, des moellons à 2 lits et des galets sont entre elles comme les nombres 5 (à 6) : 8 : 10 : 15.

Pour la résistance des différentes pierres et des différents mortiers, v. p. 255 et 999.

D'après *Rondelet*, voici les charges supportées par la maçonnerie de différents édifices :

Colonnes de l'église Toussaint à Angers,	env.	43 *kg*	p. *cm*²,
Piliers du dôme des Invalides à Paris,	»	31 »	»
Piliers du Panthéon à Paris,	»	30 »	»
Piliers de la Tour Saint-Méry,	»	30 »	»
Colonnes de Saint-Pierre de Rome,	»	20 »	»
Piliers du dôme de Saint-Paul de Londres,	»	20 »	»
Piliers du dôme de Saint-Pierre de Rome,	»	17 »	»

A. ÉPAISSEUR DES MURS *)

a. Généralités.

Soient :

s l'épaisseur du mur, h sa hauteur : $\frac{h}{s} = n$,

l la longueur libre du mur.

D'après *Rondelet*, on ne doit pas descendre au-dessous des épaisseurs suivantes :

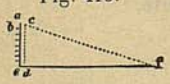
α. *Murs isolés* non butés à leurs extrémités :

1) pour murs forts $s = {}^1/_3\, h$,
2) » moyens $s = {}^1/_{10}\, h$,
3) » faibles $s = {}^1/_{12}\, h$.

β. *Murs extérieurs* ou *de pourtour* butés à leurs extrémités.

1. *Murs en ligne droite non chargés.* On élève sur *ef* (fig. 415), (longueur libre du mur) ou point *e*, une perpendiculaire $ae = h$, que l'on divise en 8, 10 ou 12 parties égales, suivant que le mur est fort, mi-fort ou faible, on porte sur *af* une de ces parties, par exemple $ac = {}^1/_8\, h$ on tire *cd* parallèle à *ae*, alors *ed* est l'épaisseur du mur cherchée, c'est-à-dire on a

Fig. 415.



$$s = \frac{lh}{n\sqrt{l^2 + h^2}}.$$

*) Dans ce qui suit, on a toujours supposé des murs en briques de moyenne qualité et d'exécution moyennement soignée ; 1 brique = 25 *cm* d'épaisseur, 1/2 brique = 12 *cm*. Voir page 999.

2. *Murs circulaires non chargés.* Dans ce cas, on prend $ef = l = {}^1/_{12}$ de la circonférence; d'après *Rondelet*, $ef =$ le côté du dodécagone inscrit ou approximativement $= {}^1/_4$ D (où D représente le diamètre de la circonférence extérieure); c'est-à-dire

$$s = \frac{Dh}{\pi\sqrt{D^2 + 16h^2}}.$$

3. *Murs chargés* pour bâtiments *à 1 étage.*

Si les murs ne sont pas soutenus sur leur hauteur et s'ils sont chargés au moyen de solives, formant ancrage, on prend pour l la profondeur intérieure (t) du bâtiment

$$s = \frac{th}{12\sqrt{t^2 + h^2}}.$$

Si les murs sont soutenus en un point quelconque de leur hauteur, de façon qu'au-dessus du point soutenu, il y ait encore une hauteur h' on a :

$$s = \frac{t(h + h')}{24\sqrt{t^2 + h^2}}.$$

4. Murs pour les bâtiments à *plusieurs étages.*

Si h est la hauteur du dernier étage, jusque sous le toit, on a lorsque la profondeur du bâtiment comporte :

$$1 \text{ chambre } s_1 = \frac{2t + h}{48}, \quad 2 \text{ chambres } s = \frac{t + h}{48},$$

s_1 représentant l'épaisseur du mur à l'étage supérieur.

γ. *Murs de séparation.*

1. *Murs mitoyens* portant la poutraison

$$s = \frac{h + t}{36}.$$

2. *Murs de refend* (V. p. 997).

b. Renseignements spéciaux *)

α. *Murs sans poussée latérale.*

1. Pour une hauteur d'étage de 4,2 *m*, les *murs de face* ou *de façade* ont, à l'étage supérieur, une épaisseur de 1 ${}^1/_2$ brique *); à chaque étage, à partir du supérieur, on augmente l'épaisseur du mur de façade de ${}^1/_2$ brique. Lorsque les murs de façade ne sont pas très longs, c'est-à dire s'ils s'appuient tous les 7,5 *m* sur des murs de refend, on peut (comme l'indiquent les règlements de police de Berlin), prendre 1 ${}^1/_2$ brique d'épaisseur pour les 2 étages supérieurs

*) Voir note de la page 994.

et ensuite augmenter l'épaisseur à chaque étage au-dessous. Les murs des caves sont généralement $^1/_2$ brique plus épais que les murs du rez-de-chaussée.

Les murs de façade de hauteur considérable h doivent avoir une épaisseur comprise entre

$$\left(\frac{3}{2}+\frac{h}{20} \text{ et } \frac{3}{2}+\frac{h}{16}\right),$$

où h est la hauteur en m.

2. Pour les murs de face de petites maisons d'habitation de campagne et de bâtiments à un étage comme granges, remises, etc., on prend 1 $^1/_2$ ou 1 brique d'épaisseur; dans ce dernier cas, il faut disposer à chaque maîtresse-ferme une partie saillante ou ressaut de 3 à 3 $^1/_2$ briques de longueur et de 2 à 2 $^1/_2$ briques d'épaisseur.

3. Si les *murs latéraux* ont croupe, il faut les considérer comme mur de façade.

4. *Murs de pignons isolés.* Au toit, épaisseur 1 brique avec piliers de renfort correspondant aux poteaux principaux et ayant au moins 2 briques de longueur et $^1/_2$ brique d'épaisseur. Epaisseur à l'étage supérieur 1 $^1/_2$ brique: au second étage en descendant 1 $^1/_2$ à 2 briques, au troisième 2 briques, au quatrième 2 $^1/_2$ briques. Les dimensions les plus fortes sont celles ayant rapport aux étages hauts et profonds.

5. *Murs de pignon non isolés. Murs mitoyens ou communs;* épaisseur au toit 1 brique; à chaque deux étages en descendant l'épaisseur augmente de $^1/_2$ brique. *Murs non mitoyens;* au toit 1 brique; épaisseur des deux étages au-dessous du toit 1 brique; les deux étages suivants 1 à 1 $^1/_2$ brique suivant que la façade a une longueur inférieure ou supérieure à (9-13 m).

A Berlin, les murs de pignon ont au toit 1 brique d'épaisseur avec poteaux d'assemblage; les deux étages supérieurs ont 1 brique d'épaisseur, les deux étages suivants 1 $^1/_2$ brique; dans le cas où le mur est commun ou mitoyen, épaisseur totale 2 briques.

6. *Murs hauts dans le cas de toits en appentis.*

Dans le cas de parois isolées et de pans de bois, l'épaisseur = 1 brique; dans le cas de parois massives, 1 $^1/_2$ brique pour 3 étages; pour chaque 2 étages en plus l'épaisseur doit être augmentée de $^1/_2$ brique. Dans le cas où les parois ne sont pas isolées, on peut les considérer comme murs de pignon.

7. Les *cloisons mitoyennes*, supportant la poutraison, ont 1 $^1/_2$ brique d'épaisseur sur une hauteur de 4 étages; les 2 étages au-dessous ont une épaisseur de paroi de 2 briques.

Si les tuyaux de cheminée ne peuvent pas être formés par les ressauts ou bien si les corridors ne peuvent pas être voûtés, il faut une épaisseur de paroi d'au moins 2 briques. Les murs d'escalier ont une épaisseur constante jusqu'au toit et égale à la moyenne des épaisseurs supérieure et inférieure des murs ordinaires.

8. *Les murs de refend* ont habituellement à tous les étages $^1/_2$ brique d'épaisseur. Dans le cas de plafonds et de grands espaces, on porte l'épaisseur jusqu'à 1 $^1/_2$ brique.

9. *Murs réfractaires*, entourant les foyers, épaisseur = 1 brique. Enceintes pour les appareils de chauffage, cheminées de cuisines et de fourneaux: épaisseur 1 $^1/_2$ brique.

10. Les *murs de plinthe* forment habituellement une saillie de 4 à 5 *cm*, coupée en glacis, dans le cas d'étages souterrains habités, les plinthes ont au moins 1,3 à 1,6 *m* de haut. Habituellement les murs de cave sont $^1/_2$ brique plus épais que ceux du premier étage qu'ils portent.

β. *Murs avec poussée latérale* (murs de soutènement et de revêtement).

Le calcul de ces murs se trouve indiqué p. 368. Exemples pris dans la pratique (talus de chemins de fer), v. p. 633 et suivantes.

γ. *Murs supportant des poussées de tous les côtés* (murs de fondation). Profondeur de pénétration dans le sol, v. p. 987. L'épaisseur à la partie supérieure est habituellement $^1/_2$ brique plus forte que celle du mur de plinthe se trouvant au-dessus, l'épaisseur à la partie inférieure

$$s_1 = s + \frac{1}{6}h \quad \text{à} \quad s + \frac{1}{4}h.$$

On divise la hauteur totale en gradins ayant ordinairement 1,5 *m* de haut. Le gradin inférieur (banquette) n'a habituellement que 0,3 à 0,4 de haut. L'épaisseur du mur augmente d'un gradin à l'autre ordinairement d'une $^1/_2$ brique.

B. DES DIFFÉRENTES SORTES DE MAÇONNERIES

a. Maçonnerie en moellons.

L'épaisseur minimum des murs dans les bâtiments d'habitation = 60 *cm*.

1 m^3 de maçonnerie exige 1,25 m^3 de moellons ou de grands galets et 0,25 à 0,36 m^3 de mortier.

1 m^3 de pierre calcaire Rudersdorf se compose de 0,52 m^3 de plein et de 0,48 m^3 de vide.

Pour le poids spécifique des moellons, v. appendice.

b. Maçonnerie en pierres de taille ou maçonnerie vive.

Dans les murs formés de grosses pierres de taille, il ne faut faire aucune liaison de mortier ; dans ce genre de maçonnerie, on ne se

sert de mortier que pour le jointoiement lorsque les surfaces n'ont pas très bien été dressées. Si les pierres peuvent être dressées avec soin, on ne jointoie qu'à l'extérieur avec du mortier de chaux ou du ciment lithogène.

On empêche la séparation de 2 pierres au moyen de crampons ou clameaux en fer, en cuivre ou en fer cuivré, dont les parties recourbées ont 2,5 à 4 *cm* de long, on fait pénétrer une partie recourbée dans des cavités sèches ménagées dans chacune des pierres et dans lesquelles on coule du plomb fondu. Le soufre n'est pas à employer dans le cas de crampons en fer. L'asphalte et le gypse (ce dernier au sec) peuvent être employés comme matériaux de scellement.

On empêche le glissement des pierres les unes par rapport aux autres par le moyen de goujons ou fentons en fer, pierre ou bronze. Ces fentons, de section circulaire, carrée ou en forme de queue d'hirondelle, ont une longueur de 8 *cm* et une épaisseur de 2,5 à 5 *cm*.

c. Maçonnerie foulée, damée ou pilonnée *).

Le pisé de terre n'est presque plus employé ; la meilleure maçonnerie de ce genre est le pisé de sable à chaux avec addition éventuelle de ciment. La masse est placée en couche d'environ 10 *cm* d'épaisseur dans des châssis en bois où elle est bien damée. La maçonnerie en pisé de terre doit être préservée de l'humidité par de bons isolants et par des toits en forte saillie ; le mieux est de faire des combles ou toits en croupe.

d. Maçonnerie en briques.

1 m^3 de maçonnerie de briques contient 400 briques de dimensions normales (format normal = 25 × 12 × 6,5 *cm* **).

1 m^2 de maçonnerie de

½ brique d'ép. demande	50 briques	et 0,035 m^3	de mortier
1 » »	100 »	0,07 »	»
1 ½ » »	150 »	0,105 »	»

1 m^2 de maçonnerie de façade avec briques de parement demande 75 briques.

1 mètre courant de briques posées de champ exige 13 briques.

Pour 1000 briques on emploie 0,7 m^3 de mortier. La hauteur de la maçonnerie diminue par le séchage de $\frac{1}{200}$ à $\frac{1}{150}$.

L'épaisseur des murs correspondant à 1 brique = 25 *cm* ; celle correspondant à ½ brique = 13 *cm*.

*) Voir maçonnerie de pisé, page 961.

**) Voir page 961.

Résistance et surcharge admissible de la maçonnerie en briques *)

MATÉRIAUX	Résistance à l'écrasement moyenne des briques non murées en *kg.* p. *cm²*	Charge admissible de la maçonnerie en liaison en *kg.* par *cm²*			
		1 p. chaux 2 p. sable (4,40 %)	7 p. chaux 1 p. ciment 16 p. sable (4,8 %)	1 p. ciment 6 p. sable (5,5 %)	1 p. ciment 3 p. sable (6,3 %)
Briques ordinaires pour reins d'arc ou de voûte	206	9,1	9,8	11,3	13
Briques meilleures	258	11,4	12,4	14,2	16,3
Briques hollandaises ou chantignolles	379	16,7	18,2	20,8	24
Briques pleines poreuses	184	8,1	8,8	10,1	11,6
Briques creuses poreuses	84	3,7	4	4,6	5,3
Briques creuses	194	8,5	9,3	10,7	12

La charge admissible de la maçonnerie en liaison est égale à $^1/_{10}$ de la charge d'écrasement.

C. BAIES

a. Croisées.

Largeur maximum = 0,3 *m*; habituellement les croisées ont 1 *m* à 1,25 *m* de large ; les croisées à deux battants pour maisons d'habitation ont au minimum 1 *m* et au maximum 1,5 *m* de large ; les croisées à trois battants ont au moins 1,5 *m* et au maximum 2,5 *m* de large. La hauteur d'une croisée à 2 battants est, ou bien égale à 2 jusqu'à 2 $^1/_3$ fois sa largeur, ou bien égale à la diagonale du rectangle construit sur la largeur et le double de la largeur de la fenêtre comme côtés.

La hauteur du plafond au-dessus de la croisée = dans les constructions massives au moins 38 *cm* ; dans les pans de bois (murs de colombage), cette cote peut devenir égale à 20 *cm*.

Appui des croisées, 75 à 90 *cm* de haut.

Panneaux de fenêtre = $^1/_6$ à $^1/_8$ de la largeur d'ouverture de la croisée.

*) D'après les expériences de la station royale pour l'essai des matériaux à bâtir à Berlin.

b. Portes.

Les largeurs de portes qui paraissent les plus convenables sont les suivantes:

Portes de granges.	3 à 4,5 *m*	Portes d'appartement (1 vantail)....	1,1 à 1,25 *m*
« de remises,.	2,5 »	» pour petits appartements...	0,9 à 1,1 »
» d'écuries....	1,25 à 2 »	» de cuisine....	0,9 à 1,1 »
» cochères.. .	2,5 à 3,5 »	» de garde-manger.....	0,7 à 0,9 »
» de maisons.	1,5 à 2,2 »		
» pour salles.	1,5 à 2,2 »		
» de salons de réception (à 2 vantaux)...	1,25 à 1,5 »		

La hauteur des portes est environ égale au double de la largeur; cependant elle ne doit pas être inférieure à 2 *m*. Pour les portes cochères, il faut que la hauteur utile soit de 2,8 *m*.

D. VOUTES *)

a. Construction des arcs surbaissés ou en anse de panier.

L'arc en anse de panier est formé d'un nombre impair d'arcs de cercle ayant une tangente commune à chaque point de raccordement. Le plus souvent, on préfère remplacer l'arc de la voûte en ellipse par celui construit comme nous venons de l'indiquer, par suite de la facilité avec laquelle on peut élever une normale en chaque point de la courbe. Les données de la question sont toujours la portée (ouverture) et la montée ou flèche de l'arc; ab = demi-ouverture, bc = flèche.

1. *Les naissances de l'arc sont dans le même plan horizontal.*

α. (Fig. 416). On mène les bissectrices des angles *acd* et *cad* et par le point d'intersection *g* de ces deux bissectrices, on élève une perpendiculaire *gy* à *ac*; cette perpendiculaire coupe *ab* et *cb* prolongée) aux points *x* et *y* qui sont les centres des arcs de cercle *ag* et *gc*.

β. (Fig. 417). Si le grand rayon *cy* est donné, on prend $ad = cy$ et au point milieu de *dy*, on élève une perpendiculaire coupant *ab* au point *x*, *x* et *y* sont les centres cherchés. On donne au grand rayon une longueur inférieure au double de l'ouverture de l'arc.

*) Pour le calcul des voûtes, voir page 371.

2. *Les naissances ne sont pas dans le même plan horizontal.*

α. (Fig. 418). Soient données la portée *an* et la hauteur *nb* de *b* au-dessus de *a*.

Fig. 416.

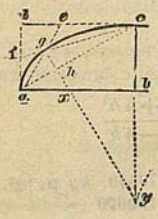
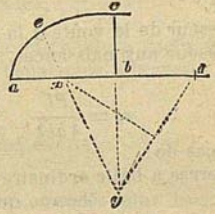


Fig. 417.



On fait $nc = {}^1/_2\, na - {}^3/_4\, nb$; *cd* parallèle et égale à *nb* ; on décrit sur *cd* comme diamètre un demi-cercle, on prend $df = fe = ec$; on tire *fd*, *ef* et *ce*, alors *d*, *f*, *e*, *c* sont les centres des arcs de cercle *bi*, *ik*, *kg* et *ga*.

Fig. 418.

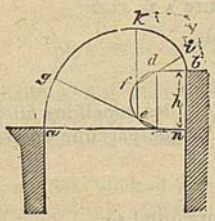
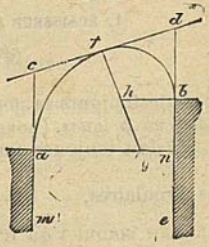


Fig. 419



β. (Fig. 419). Soient données la naissance *a*, l'ouverture *an*, et la direction de la tangente au point *f* ($cf = fd$). Les soutiens *am* et *be* sont parallèles comme précédemment ; prolongeant *am* jusqu'en *c* et *be* jusqu'en *d*.

On fait $cf = ca$, et on détermine *b* de façon que $bd = df$, on élève en *f* une perpendiculaire *fg* sur *cd* jusqu'en *g* intersection de cette perpendiculaire avec *an*, on tire *bh* parallèle à *an*, alors *h* et *g* sont les centres des arcs de cercle *bf* et *fa*.

b. **Calcul de l'épaisseur des voûtes à nappe ou à calotte.**

Plaçons-nous dans le cas d'une voûte pesamment chargée et représentons par :

P la charge totale de la voûte en kg,
l l'ouverture en m,
h la flèche en m,
t la profondeur de la voûte en m (mesurée normalement au parement).
k la charge admissible des matériaux constituant la voûte en kg par m^2.
S_1 l'épaisseur de la voûte à la clef, en m,
S_2 l'épaisseur aux naissances, en m,
On a :

$$s_1 = \frac{Pl}{4hkt}, \qquad s_2 = s_1 \frac{l^2 + 4h^2}{l^2 - 4h}.$$

Pour le cas de:

pierres à bâtir ordinaire $k = 70000$ kg p. m^2.
» » bonne qualité $k = 100000$ » »
» » de Rathenower $k = 140000$ » »

c. Formules empiriques donnant les épaisseurs des voûtes et des pieds droits.

1. Épaisseur (s) de la voute a la clef

(d'après Rondelet).

l représente toujours la portée de la voûte.

α. *Voûtes en briques.* (Lorsqu'on emploie des moellons au lieu de briques, on doit toujours remplacer $^1/_2$ brique par une épaisseur de 20 cm *).

Voûtes circulaires,

1) Planes au sommet ou à extrados horizontal $s = \frac{1}{48} l$.

2) A reins soutenus jusqu'au milieu de la flèche et à extrados parallèle à l'intrados, $s = \frac{1}{36} l$.

3) A reins soutenus jusqu'au milieu de la flèche et à partir de là, allant en diminuant d'épaisseur jusqu'à la clef, $s = \frac{1}{48} l$ (aux pieds droits $s = \frac{1}{32} l$).

β. *Voûtes en moellons d'appareil* (pierres de taille). Pour le cas d'intrados circulaires ou elliptiques, et en supposant une épaisseur 2 fois plus grande aux pieds-droits qu'à la clef, on a :

*) Voir page 994.

1) dans les fortes voûtes de ponts $s = 0{,}04\ l + 0{,}32\ m.$
2) dans les voûtes moyennes $s = 0{,}02\ l + 0{,}16$ »
3) dans les voûtes non chargées $s + 0{,}01\ l + 0{,}08$ »

D'après *Perronet*, pour les voûtes des ponts $s = 0{,}035\ l + 0{,}32\ m$ pour $l < 24\ m$;

$$\text{pour des portées plus grandes, } s = \frac{1}{24}\ l\ ;$$

ceci suppose que l'épaisseur de la voûte augmente à partir de la clef et atteigne aux naissances le double de l'épaisseur à la clef.

2. ÉPAISSEUR DES PIEDS DROITS

Lorsque les pieds-droits ne sont pas montés plus haut que le sommet extérieur de la voûte, l'épaisseur est :

pour intrados en arc de cercle $= \frac{1}{5}$ de la portée ;

» » en anse de panier ou en arc surbaissé jusqu'à $\frac{1}{4}$ $= \frac{1}{4}$ de la portée ;

» » en arc à surbaissement plus grand que $\frac{1}{4} = \frac{2}{7}$ de la portée.

Les fondations des pieds droits sont à plusieurs gradins ayant environ 0,3 m de saillie et environ deux fois la saillie pour hauteur ; élargissement total de la fondation $= {}^1/_4$ à ${}^1/_3$ de l'épaisseur du pied droit.

L'épaisseur des pieds-droits pour voûtes à extrados horizontal (fig. 420) est :

Fig. 420.



$$d = \frac{D}{8}\left(\frac{3D - H}{D + H}\right) + \frac{1}{6}\ h + 0{,}314\ m.$$

Si l'on pose $H = nD$, on a :

$$d = \frac{D}{8}\left(\frac{3 - n}{n + 1}\right) + \frac{1}{6}\ h + 0{,}314\ m.$$

Pour le demi-cercle, on a $H = \frac{1}{2}\ D$, c'est-à-dire $n = \frac{1}{2}$; par conséquent,

$$d = \frac{5}{24}\ D + \frac{1}{6}\ h + 0{,}314\ m.$$

3. *Tableau donnant l'épaisseur à la clef de voûtes circulaires et elliptiques.*

Portée en m	Épaisseur à la clef en m			Portée en m	Épaisseur à la clef en m		
	s_1	s_2	s_3		s_1	s_2	s_3
2	0,40	0,20	0,10	22	1,20	0,60	0,30
4	0,48	0,24	0,12	24	1,28	0,64	0,32
6	0,56	0,28	0,14	26	1,36	0,68	0,34
8	0,64	0,32	0,16	28	1,44	0,72	0,36
10	0,72	0,36	0,18	30	1,52	0,76	0,38
12	0,80	0,40	0,20	32	1,60	0,80	0,40
14	0,88	0,44	0,22	34	1,68	0,84	0,42
16	0,96	0,48	0,24	36	1,76	0,88	0,44
18	1,04	0,52	0,26	38	1,84	0,92	0,46
20	1,12	0,56	0,28	40	1,92	0,96	0,48

Lo voûte est supposée avoir le double d'épaisseur aux pieds droits qu'à la clef, s_1 est l'épaisseur à la clef pour le cas d'une forte charge, s_2 pour le cas d'une charge moyenne et s_3 pour le cas où la voûte n'est pas chargée.

d. Dépense en matériaux, etc.

1. *Déformation* (f) des cintres pour voûtes. Soient l la portée, a la flèche de l'arc, pour le cas de cintres retroussés :

à exécution médiocre $f = 0{,}019\ (l - a)$,
» » bonne $f = 0{,}01\ (l - a)$,

dans les cintres fixes exécutés soigneusement, $f = 0{,}005\ (l - a)$.

L'affaissement ou tassement des voûtes peut être pris égal à $^1/_{144}$ de la portée dans le cas des voûtes en plein cintre, et égal à $^1/_{100}$ de la portée dans le cas des voûtes surbaissées sans tenir compte du genre du cintre.

2. Les *remplissages à l'arrière* ne doivent pas être calculés dans le cas des voûtes à calottes ordinaires; pour les autres voûtes, on les calcule seulement dans le cas où le soutien au-dessus de la naissance est plus faible, dans les voûtes en berceau que le produit de la longueur, par la largeur et par $^1/_4$ à $^1/_5$ de la flèche, et dans les voûtes d'arête que le produit de $^2/_3$ de la longueur dans œuvre, par la largeur et par $^1/_4$ de la flèche.

3. *Enduit pour voûtes.* Pour une épaisseur d'enduit de 1,3 *cm*, il faut, par m^2, 23 *kg* de mastic d'asphalte et 12 *kg* de gravier ou 34 *kg* de mastic d'asphalte pur.

4. Les *voûtes en berceau* ou *cylindriques* exigent (reins compris), pour $^1/_2$ brique d'épaisseur, 82 briques et 0,05 m^3 de mortier par m^2, et pour 1 brique d'épaisseur, 165 briques et 0,1 m^3 de mortier par m^2 mesuré en plan.

5. *Voûtes cloisonnées* ou *en arc de cloître*. L'épaisseur des aboutissements $= {}^2/_3$ de celle des pieds-droits d'une voûte en berceau de même portée, si la vue en plan forme un carré et $= {}^3/_4$ de la même épaisseur, si la vue en plan forme un rectangle dont un côté est le double de l'autre.

De telles voûtes doivent s'appuyer sur des murs continus.

6. *Dômes* ou *voûtes sphériques*. L'épaisseur des aboutissements (culées), est la moitié de celle des pieds-droits d'une voûte en berceau de même portée, ou bien elle est égale à $^1/_8$ du diamètre du dôme.

7. *Voûtes de cheminées*; épaisseur $^1/_2$ brique; elles exigent, pour $^1/_2$ brique d'épaisseur, 60 briques, et 0,04 m^3 de mortier par m^2 de la projection horizontale; pour $^1/_4$ de brique d'épaisseur, il faut 32 briques (dans ciment) par m^2.

8. *Voûtes à nappe* ou *en cul de four*. Pour des ouvertures jusqu'à 7 *m*, la voussure (flèche de voûte) comporte $^1/_{12}$ du côté le plus long dans la vue en plan; pour une montée ou flèche de $^1/_8$ à $^1/_{12}$ de l'ouverture (portée), l'épaisseur de la voûte $= {}^1/_2$ brique.

Dépense en matériaux. $^1/_2$ brique d'épaisseur exige par m^2 de projection horizontale 65 briques et 0,04 m^3 de mortier y compris reins et arcs-doubleaux; pour $^1/_4$ de brique d'épaisseur, il faut, dans les mêmes conditions, 28 briques et 0,037 m^3 de mortier.

9. *Voûtes d'arête* ou *croisées*. L'épaisseur du pied-droit est de $^1/_4$ à $^1/_8$ plus forte que celle correspondant à une voûte en berceau ayant comme portée l'ouverture de l'arête. Les pieds-droits ne sont nécessaires qu'aux angles de la voûte. Epaisseur des voûtes habituellement $^1/_2$ brique, des arêtes 1 et 1 $^1/_2$ brique. Portée jusqu'à 5 *m*. Les arcs des arêtes ont comme largeur $^1/_{60}$ de l'ouverture.

Dépense en matériaux. Une voûte croisée formée de deux voûtes en plein cintre exige 100 briques et 0,07 m^3 de mortier par m^2 de projection horizontale, lorsque l'épaisseur des voûtes $= {}^1/_2$ brique et lorsque les arcs diagonaux ont 1 $^1/_2$ brique d'épaisseur et 1 brique de hauteur.

10. *Voûtes en poterie creuse*. On a établi le tableau suivant correspondant à 1 m^2 mesuré à l'intrados lorsque les joints, à l'endroit le plus étroit, comportent une épaisseur de 1,3 *cm* :

Nombre des pièces de poterie	Diamètre *cm*	Hauteur *cm*	Dépense en gypse (plâtre) *hl*	Poids de la voûte par m^3 *kg*
85	10,5	10,5	0,41	87
70	11,7	13,0	0,45	103
62	12,7	15,7	0,56	125
67	13,0	18,3	0,66	138
47	14,3	26,0	0,86	183

Au plâtre, on doit ajouter de $^1/_8$ à $^1/_4$ de son volume en sable.

Les pièces en fer nécessitées dans les voûtes, entre les solives en fonte et les douelles, comportent 125 *kg* par m^2 de la voûte pour les plafonds les plus lourds et 80 *kg* pour les plafonds les plus légers; dans ces poids entre respectivement 18 et 13 % de fer pour ancres, boulons, tirants, vis, etc.

E. PANS DE BOIS

Dimensions. Les semelles d'assemblage ou sablières sont au moins à 0,5 *m* au-dessus du sol; pour les bâtisses légères, elles ont 21 *cm* de large et 13 *cm* de haut, pour les bâtisses ordinaires, 21 *cm* de large et 16 *cm* de haut. Les montants ou poteaux sont habituellement à 1 *m* de distance d'axe à axe et ont 13 *cm* d'équarrissage. Les poteaux corniers et les poteaux de fond ont au moins 21 *cm* d'équarrissage.

Les intervalles des bois mesurent 1,2 à 1,4 m^2; les compartiments des angles avec contre-fiches (croix de Saint-André ou guettes), ont de 1,3 à 1,6 *m* de large. Inclinaison des jambes de force $^1/_6$. Les sablières ont de 13 à 16 *cm* d'épaisseur. Les parois de 2,5 *m* de haut ont une, celles de 3,5 *m* deux, et celles au-dessus de 4 *m* trois moises ou entretoises sur la hauteur. 1 m^2 de pan exige 2,2 à 2,5 *m* courant de bois.

Dépense en matériaux sans déduction du bois. 1 m^2 de cloison demande pour remplissage des intervalles des bois, 35 briques et 0,025 m^3 de mortier; pour revêtir les pans en brique, il faut par m^2 75 briques et 0,025 m^3 de mortier; pour remplir et revêtir les pans en brique, il faut 90 briques et 0,070 m^3 de mortier.

Les cloisons de 16 *cm* d'épaisseur maçonnées en moellons exigent par m^2 0,16 m^3 de moellons et 0,031 (dans le cas de pierre schisteuse 0,042) m^3 de mortier.

Les cloisons de 13 *cm* d'épaisseur demandent, pour être garnies de bois de clayonnage et remplies de bauge, 0,18 m^3 de bois de

clayonnage et 0,62 m^3 de terre franche creusée et 2 bottes de paille par 10 m^2.

Les cloisons de 15,6 *cm* d'épaisseur exigent, dans les mêmes conditions, 0,18 m^3 de bois de clayonnage, 0,74 m^3 de terre franche creusée et 2,8 bottes de paille.

Les cloisons de 21 *cm* d'épaisseur, doublement clayonnées et remplies de terre, exigent pour 10 m^2 de surface :

0,22 m^3 de bois, 1,35 m^3 de terre creusée et 3,5 bottes de paille.

Les cloisons clayonnées et remplies de terre, qui sont à parer d'un côté avec de la bauge ou torchis, exigent pour 10 m^2 : 0,84 m^3 de terre franche et $^5/_7$ de botte de paille.

Si la cloison doit être recouverte d'une épaisse couche de torchis, il faut, pour chaque *cm* d'épaisseur et pour chaque 10 m^2 de surface, environ 0,12 m^3 de terre franche.

F. CRÉPI ET ENDUIT

Pour jointoyer les pierres de parement, il faut 0,05 m^3 de mortier par 10 m^2.

Les données suivantes ont rapport à la maçonnerie de briques ; dans le cas de maçonnerie en gros moellons, il faut multiplier les nombres indiqués par 1,5, et dans le cas de petits moellons, par 2.

1. Le *gobetage ou le crépi* exige 1 m^3 de mortier, par 100 m^2.

2. Le *crépi et l'enduit* demandent 1,3 m^3 de mortier par 100 m^2.

3. L'*enduit en carreaux ou en bossage* avec joints entaillés exige 2 m^3 par 100 m^2; avec joints au gabarit, 100 m^2 demandent 2,6 m^3 de mortier.

4. *Crépi et enduit sur voûte.* 100 m^2 mesurés à l'intrados exigent 1,6 m^3 de mortier.

5. Pour *crépi et enduit de cheminée*, voir cheminées.

6. *Crépi et enduit de plâtre au plafond.*

Pour 1 partie en volume de chaux grasse, on prend $^1/_3$ de partie de mortier-stuc (badigeon), ou bien pour 1 p. de mortier de chaux. $^1/_{10}$ à $^1/_4$ de mortier-stuc ; pour les plafonds suspendus, on prend 1 p. de gypse et $^1/_2$ p. de sable pur.

7. *Stuc blanc ou plâtre fin ou luisant.* Il est composé de 3 parties de poussière (ou farine) de marbre et de 1 p. de chaux tamisée.

On le pose en 2 couches formant une épaisseur de 3 *mm* ; la dernière couche mise, on la nettoie avec du feutre et on la lisse avec une truelle de 18 à 21 *cm* de long et 8 à 10 *cm* de large. Les truelles pour donner le brillant sont en acier fondu ; elles ont 13 *cm* de long, 5 *cm* de large, et 9 à 13 *mm* d'épaisseur; elles sont chauffées jusqu'à 45°C.

8. Les *cloisons de colombage*, sans déduction de la charpente en bois, exigent, pour être enduites et lissées, 1 m^3 de mortier pour 100 m^2 de cloison; pour le gobetage, il faut 0,65 m^3 de mortier par 100 m^2.

Pour couvrir ou garnir de roseaux les charpentes des cloisons, pour enduire de mortier et lisser le tout, il faut, pour 100 m^2: 1,3 m^3 de mortier de chaux et 1 *hl* de plâtre ou 1,75 m^3 de mortier; à cela il faut ajouter les roseaux et les pièces de fixation des dits roseaux, qui consistent en 3500 clous à roseaux et 1 $^1/_6$ à 1 $^3/_4$ torche de fil de fer (suivant la grosseur).

Pour clouer, enduire et lisser les *cloisons intérieures*, il faut compter par 10 m^2 de cloison: 36 baguettes, 360 clous, 0,08 m^3 de chaux, 0,16 m^3 de sable et 1,2 *kg* de foin ou paille.

9. Les *plafonds de planches* ou les *cloisonnages* demandent, pour être garnis de roseaux ou enduits: 0,13 m^3 de mortier de chaux et 0,04 *hl* de plâtre ou 0,2 m^3 de mortier de chaux par 10 m^2; à cela, il faut ajouter les roseaux, 800 clous à roseaux et $^1/_6$ à $^1/_4$ de torche de fil de fer (suivant la grosseur du fil).

10. Pour un *plancher de solives*, il faut, pour latter, hourder, avec de la chaux (avec foin) et enduire à la chaux blanche, les matériaux suivants par 10 m^2: 77 lattes (2,9 *m* de long, 2,5 *cm* de large et 1,4 à 1,6 *cm* d'épaisseur), 390 clous à tête plate pour lattis, 0,26 m^3 de mortier (mélange $^1/_2$), 3 à 4 *kg* de foin et 2 *kg* de poil de veau (bourre) ou bien 57 lattes (3 *m* de long, 5,2 *cm* de large et 2 *cm* d'épaisseur), 330 clous, 0,43 m^3 de mortier (mélange $^2/_3$), 7 *kg* de foin et 2 *kg* de poil de veau. Au lieu de foin, on peut aussi employer de la paille coupée en bouts de 15 *cm* de long.

11. Les *plafonds de planches* et les *cloisonnages* demandent, pour être cloués et enduits, par 10 m^2: 140 baguettes (Pliesterruthen), 1400 clous, 0,22 m^3 de sable, 0,11 m^3 de chaux, 3,5 *kg* de paille et 0,35 *kg* de poil de veau.

Pour nettoyer, frotter et blanchir un vieil enduit de chaux, il faut par 10 m^2: 0,022 m^3 de chaux et 0,022 m^3 de sable.

Pour frotter et blanchir deux fois un vieil enduit de chaux, il faut 0,011 m^3 par 10 m^2.

12. *Planches pour planchers et couvertures*: 3 *cm* d'épaisseur, 6 à 8 *m* de long; elles mesurent environ 2 à 2,5 m^2.

G. COUCHES D'ISOLEMENT

Elles doivent être disposées au moins à 0,15 jusqu'à 0,3 *m* au-dessus du sol. A cet effet, on peut utiliser:

1. L'*asphalte* en couches de 1 à 4 *cm* d'épaisseur. L'*asphalte naturelle* demande, par m^2, 16 *kg* de mastic d'asphalte et 10 *kg* de sable grossier. L'*asphalte artificielle* exige par m^2: 4,5 *l* de goudron de houille, 0,7 *kg* de colophane et 0,005 m^3 de chaux.

2. Les *plaques de feutre imprégnées d'asphalte*. Très bon produit; ces plaques sont flexibles et tenaces, elles ont de 7 à 10 *mm* d'épaisseur, 81 *cm* de long et sont livrées suivant les largeurs correspondantes à celles des murs.

Poids par $m^2 = 13$ *kg*. Ces plaques sont posées à plat sur les murs de fondations avec un recouvrement de 5 *cm*. Il n'est pas besoin de réunir les plaques entre elles.

Pour recouvrir les voûtes, les plaques ont de 10 à 13 *mm* d'épaisseur, 81 *mm* de large et 3 à 4 *m* de long. Poids par $m^2 = 15$ à 17 *kg*. Recouvrement ou chevauchure de 8 à 20 *cm*, de telle façon que la plaque posée au point le plus bas soit recouverte par la plaque immédiatement au-dessus et ainsi de suite ; on évite ainsi les bourrelets, car les plaques n'ont que demi-épaisseur dans les bords. On réunit entre elles les différentes plaques au moyen de mastic d'asphalte appliqué à chaud, afin qu'aucun glissement puisse se produire. Toute l'aire couverte de plaques asphaltées est recouverte enfin d'une couche d'un mélange de goudron de houille et d'asphalte. Par m^2 de couverture on dépense, couche finale comprise : 2 *kg* d'asphalte (de toiture) et 2 *kg* de goudron de houille.

3. Les *tables* ou *nappes de plomb laminé ;* 1,6 *mm* d'épaisseur; 1 m^2 pèse 20 *kg*.

4. Les *substances onctueuses* ou *graisseuses*. Par exemple une pâte composée de 15 p. en poids de chaux fusée, de 5 p. de litharge pulvérisée et de 60 p. de sable bien lavé.

5. Le *verre vert en tables* dans d'épaisses couches de mortier.

6. *Le goudron*. Le goudron minéral (de houille) et les fouailles (menu charbon) avec ou sans poix fondue, appliqués en couche de 2 à 2,5 *cm* d'épaisseur, ou bien du goudron de bois avec des cendres de tourbe ou du ciment-mastic (mastic des fontainiers), appliqué en couche de 0,7 à 1,3 *cm* d'épaisseur.

7. Le *mortier de trass* ou *ciment*.

8. Deux couches de *chantignolles* vitrifiées murées dans du ciment.

9. Les *plaques d'ardoise* disposées les unes sur les autres dans du ciment.

10. Le *carton-pierre*.

V. TOITS

A. CHARGE DES TOITS

Les données concernant le poids propre des toitures (correspondant à différentes couvertures) par m^2 de la surface du toit ou par m^2 de sa projection horizontale, se trouvent à l'appendice de l'ouvrage.

Les données sur les charges totales par m^2 de la projection horizontale se trouvent dans l'appendice.

Pression du vent. D'après l'expérience, on peut admettre que le vent agit sur le toit suivant une direction faisant un angle de 10° avec l'horizontale.

Soient :

α l'angle que fait le vent avec la surface du toit.

β l'angle de la pente de comble avec l'horizontale.

s la projection horizontale de la longueur de la descente,

p la pression du vent par m^2 sur une surface normale à sa direction.

Alors, la pression verticale du vent par m^2 de la projection horizontale du toit

$$= p \sin^2 \alpha = p \sin^2 (\beta + 10°) \quad \text{où } \operatorname{tg} \beta = \frac{2h}{s}.$$

On pose $p = 100$ à 130, en moyenne 120 *kg* par m^2.

Pression due au poids de la neige. On compte par m^2 de la projection horizontale du toit une charge de 78 *kg*.

Pour pente de comble d'inclinaison moyenne, on peut prendre 100 à 125 *kg* par m^2 de projection horizontale pour la pression résultant du vent et de la neige.

B. CONSTRUCTION DES COMBLES

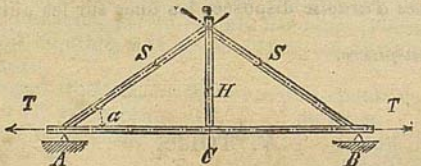
a. Combles en bois.

1. CALCUL STATIQUE

Dans ce qui suit, nous ne tiendrons compte que des forces engendrées par les charges dans les directions des axes des pièces de charpente.

α. *Armatures simples* (fig. 421). L'entrait ou tirant AB supporte une

Fig. 421.



charge Q uniformément répartie; C est le milieu de AB. En supposant que l'entrait ne puisse pas être considéré comme encastré aux points A et B, on a :

$$H = \frac{5}{8} Q, \quad S = \frac{5}{16} \frac{Q}{\sin \alpha}, \quad T = \frac{5}{16} \frac{Q}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

β. *Armatures à clefs pendantes* (ou à deux poinçons) et *assemblages*

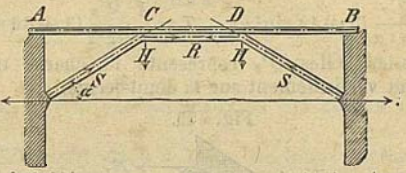
Fig. 422.



à contre-fiches (fig. 422 et 423). En supposant la charge Q uniformément répartie sur AB et $AC = CD = DB$, on a :

$$H = \frac{11}{30} Q ; \quad S = \frac{11}{30} \frac{Q}{\sin \alpha} ; \quad R = T = \frac{11}{30} \frac{Q}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Fig. 423.

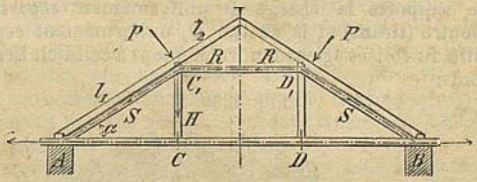


γ. *Combles à pannes* (fig. 424). En dehors de la charge uniformément répartie que supporte la maîtresse-poutre, la ferme porte encore les chevrons de comble; les forces axiales sont :

$$H = \frac{11}{30} Q, \quad S = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{11}{30} Q + P \cos \alpha \right).$$

$$R = T = \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{11}{30} Q \cos \alpha + P \right),$$

Fig. 424.



où P représente la charge transmise aux pannes aux points C_1 et D_1 dans la direction normale aux chevrons.

Les pannes supportent le poids de n chevrons. Les chevrons sont à considérer comme des poutres continues de longueur entre points d'appui l_1 et l_2 avec charges respectives uniformément réparties $\frac{P_1}{n}$ et $\frac{P_2}{n}$.

On a alors :

$$P = \frac{P_1 l_1 (4 l_2 + l_1) + P_2 l_2 (4 l_1 + l_2)}{8 l_1 l_2}.$$

Si Q_s représente la charge uniformément répartie agissant sur la moitié de la ferme, on a pour $l_1 = l_2$:

$$P = \frac{5}{8} Q_s.$$

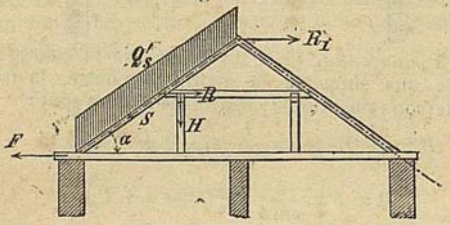
δ. *Fermes à entrait supérieur* ou *petit entrait* (fig. 425). Les charges que supportent les pièces se déterminent par les formules :

$$R_1 = \frac{3}{16}\frac{Q'_s}{\operatorname{tg}\alpha}, \quad R = \frac{5}{16}Q'_s \sin 2\alpha, \quad H = \frac{5}{8}Q'_s \cos^2\alpha,$$

$$S = \frac{1}{16}\frac{Q'_s}{\sin\alpha}(3 + 10\sin^2\alpha), \quad T = \frac{1}{16}\frac{Q'_s}{\operatorname{tg}\alpha}(3 + 10\sin^2\alpha),$$

formules dans lesquelles Q'_s représente la charge uniformément répartie agissant verticalement sur la demi-ferme.

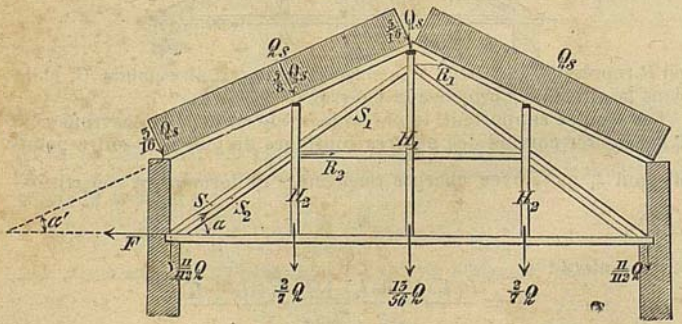
Fig. 425.



ε. *Fermes à trois poinçons* (fig. 426).

La ferme supporte la charge Q uniformément répartie sur la maîtresse-poutre (tirant) et la charge Q_s uniformément répartie sur chaque moitié du toit et agissant normalement à celui-ci. Les tensions ou forces sont :

Fig. 426.



$$H_1 = \frac{13}{56}Q, \quad H_2 = \frac{2}{7}Q,$$

$$S_1 = \frac{1}{112\sin\alpha}[21Q_s\cos\alpha' + 13Q], \quad S_2 = \frac{1}{56\sin\alpha}[35Q_s\cos\alpha' + 16Q],$$

$$R_s = \frac{1}{56 \operatorname{tg} \alpha} [35\, Q_s \cos \alpha' + 16\, Q],$$

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{112 \sin \alpha} [91\, Q_s \cos \alpha' + 45\, Q],$$

$$T = \frac{1}{112 \operatorname{tg} \alpha} [91\, Q_s \cos \alpha' + 45\, Q].$$

2. PIÈCES D'APPUI DES MATÉRIAUX DE COUVERTURE DES TOITS

α. *Lattes.* Elles ont de 6 à 7,5 *m* de long; section 4 × 6 *cm* et 4 × 8 *cm*; déchet 5 %.

Distance des lattes, 18 à 30 *cm* dans les couvertures en ardoise et 40 à 45 *cm* dans le cas de feuilles ondulées en zinc.

β. *Voliges* ou *planches d'appui.* 1 m^2 de voliges peinturées, avec clous à 1 *m* de distance, demande 3,5 *m* de planches de 30 *cm* de large et 12 clous à lattes.

Pour les ardoises et les couvertures métalliques unies, les voliges sont jointives (ou bien on utilise des voliges 200 × 11 × 1,5 *cm* avec jeu entre elles de 4 *cm*). Ces voliges sont disposées, ou bien dans le sens des chevrons sur des pannes spéciales en bois à 1—1,5 *m* les unes des autres, ou bien elles sont disposées dans le sens perpendiculaire et clouées directement sur les chevrons (dans les toits en fer, on trouve aussi, sur les pannes distantes entre elles de 3 *m*, des longrines en bois sur lesquelles se clouent les voliges). Le zinc ondulé se fixe souvent sur des voliges non jointives de 15 à 20 *cm* de large avec jeu entre elles égal à leur largeur.

γ. *Chevrons.* Ils ont pour office de porter les matériaux de couverture par l'intermédiaire des lattes ou aussi de pannes spéciales. Les chevrons se réunissent deux à deux sur la ligne de faîte et reposent près des gouttières sur la maîtresse-poutre ou entrait.

La longueur libre des chevrons varie entre 3,5 et 5,0 *m*, elle est habituellement de 3,8 *m*; pour cette longueur libre et pour les distances entre chevrons données ci-dessous, une épaisseur de chevron de 13 *cm* est suffisante; pour les couvertures en ciment végétal, il faut 16 *cm*.

Pour avoir une toiture plus légère, on peut prendre des chevrons de 16 *cm* d'épais, et ayant une longueur libre entre points d'appui de 5 *m*.

La distance d'axe à axe des chevrons comporte :

pour toits simples couverts en tuiles } .... 1,1 *m*.
» couvertures en tuiles flamandes }
» toits doubles }
» » couronnés } ..... 0,9 à 1,1 *m*.
» » couverts en ardoises, le mieux..... 1 *m*.
» » métalliques..... 1,25 à 1,4 *m*.
pour toits en : argile, asphalte, papier, au max. 1,25 *m*.

3. FORMES DE TOIT PRINCIPALES

a. Toits en batière ou à 2 égouts.

1. *Toits à plusieurs entraits.* Les chevrons de chaque ferme de comble sont reliés entre eux à leur partie supérieure et avec la maîtresse-poutre (tirant, entrait) à leur partie inférieure par des assemblages à tenon et dans l'intermédiaire par 1 ou 2 entraits horizontaux (dans ce dernier cas, le supérieur porte le nom de faux entrait).

Lorsque les petits entraits inférieurs sont trop longs, il faut les soutenir tous les 4 à 5 *m* par des dispositions spéciales contreventant la toiture dans le sens longitudinal

Les entraits supérieurs ont habituellement une section 18 × 21 *cm*; longueur libre entre supports au maximum 5 *m*; pour deux poinçons leur longueur peut atteindre 7 à 7,25 et pour le cas de trois poinçons, 10 à 10,5 *m*; les entraits doivent être au moins à 1,9 *m* au-dessus du plancher. Les poinçons ont habituellement 16 × 18 *cm*, on leur donne aussi 18 × 18 *cm* jusqu'à 21 × 24 *cm* de section. Les faux entraits mesurent 10 × 13 *cm*, habituellement 13 × 16 *cm* ou encore 16 × 18 *cm*, suivant l'épaisseur des chevrons.

2. *Combles à pannes.* Les chevrons reposent directement sur les pannes.

Les pannes ont habituellement une section 18 × 21 *cm*, la distance d'axe en axe peut être, pour les toits couverts en tuile, de 3,8 à 4 *m*: pour les toits couverts en asphalte et les toits métalliques : de 4 à 4,7 *m*; pour les toits couverts en roseaux et en paille, cette distance peut être portée à 4,7 — 5,4 *m*.

Les maîtres chevrons mesurent habituellement 18 × 21 *cm*, et sont soutenus tous les 3,8 à 4 *m*. Les arbalétriers mesurent 18 × 21 *cm*. Les chevrons de pannes ont ordinairement 16 × 18 *cm*, et sont à une distance de 4,4 à 4,7 *m* pour les toits couverts d'asphalte d'argile et de métal; dans le cas de toits couverts en tuile, la distance précitée = de 4 à 4,4 *m*, et 4,7 à 5 *m* dans le cas de couvertures en roseaux et en paille.

Les tasseaux maintenant les pannes sont à fixer sur les maîtres chevrons ou les arbalétriers par le moyen de grands clous (pointes); il est préférable cependant de les fixer par assemblage à pénétration.

Pour ménager un espace au-dessus du plancher, on pose le pied des chevrons sur une pièce de bois (racinal) portée par des potelets à 1,25 jusqu'à 2 *m* au-dessus de la poutre. Chevrons 13 × 16 *cm*; racinal 16 × 18 *cm*; potelets 16 × 16 *cm*; sommiers ou semelles comme les potelets; jambes de force ou contrefiches 18 × 18; pannes 16 × 21 à 18 × 24 *cm*; arbalétriers 13 × 16 à 13 × 21 *cm*; moises, entraits 8 × 24, 10 × 24 *cm*; aisseliers 10 × 13, 13 × 16, 16 × 18; ils ne doivent pas avoir une longueur supérieure à 1,5 *m*; habituellement cette longueur flotte entre 0,9 et 1,4 *m*.

β. *Toits ou combles en croupe.*

En général, les données ci-dessus s'appliquent aussi à ce genre de toit.

L'inclinaison de la croupe est ordinairement égale à celle des longs pans. Dans la plupart des cas, les fermes diagonales sont disposées sous les arêtiers.

γ. *Combles brisés ou coupés ou combles à la Mansard.*

Chaque pan de toit se compose de deux parties ou pans se coupant sous un angle intérieur obtus.

Si $AG = CG$ et $AD = CD$ (Fig. 427) on a :

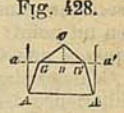
$$\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{1}{3}.$$

En général, $\alpha = 30°$, $\beta = 60°$. Dans ce cas, on peut faire la construction suivante, dans l'hypothèse où le bâtiment mesure 2 *AD* pour profondeur, et $CD = AD$ pour hauteur (fig. 427) : De *D* comme centre avec *AD* pour rayon, on décrit un arc de cercle, on porte à partir de *c* et de *A* des cordes sur cet arc de cercle égales à *CD*; *G* (intersection des 2 cordes), donne la position de l'entrait supérieur. Si la position de cet entrait *aa'* (fig. 428) est donnée, pour obtenir les points *G*, *G'* et *C*, on élève en *A* et *A'* des perpendiculaires *Aa* et *Aa'* sur *AA'*; on rend $aG = a'G' = {}^1/_3\ Aa$ et $Dc = {}^1/_3\ GG'$.

Fig. 427.



Fig. 428.



δ. *Toits ou combles en appentis.*

Ce sont des toits à une seule pente ou à un seul chéneau, limités par un mur aboutissant au faîte. Un tel comble peut avoir une des formes susmentionnées, mais il faut particulièrement prendre garde à ce que le mur de faîte n'ait à supporter aucune poussée, provenant de la charge du toit, qui tendrait à le renverser.

b. Combles en bois et fer.

Le calcul statique de ces toits se trouve pages suivantes et dans la partie V de cet ouvrage.

Ce sont habituellement des combles à pannes; la position des

fermes principales est déterminée principalement par la disposition des trumeaux et par les conditions de forme des murs de pourtour; il est convenable de ne pas charger les murs au-dessus des baies.

Les toits se divisent suivant leur forme en : toits en batière ou à deux égouts, toits en pavillon, toits en tonnelle et en coupole.

Dans la disposition des toits en fer à deux égouts la distance la plus usitée, entre les fermes est de 2,5 à 3,5 *m*.

En imitant les formes des constructions entièrement en bois, on peut atteindre des portées de 20 à 23 *m*. On obtient des combles plus durables et plus légers si on donne à ceux-ci des formes mieux adaptées aux constructions en fer.

Il est convenable, par exemple, de faire usage des fermes triangulaires (p. 345) ou des fermes Polonceau (p. 350), en ayant soin de faire en bois toutes les pièces soumises à la compression; cependant, il est préférable, à cause de la plus grande solidité d'assemblage, de substituer la fonte au bois; alors il ne reste plus que les chevrons qui sont en bois. Les distances et portées des pannes en bois sont les mêmes que dans *a*). Pour réunir deux pièces s'appuyant l'une sur l'autre et pour fixer les chevrons en bois sur les arbalétriers en fonte, il est avantageux d'employer des sabots en fonte, principalement au faîtage et aux points d'appui. Les sabots en fonte, outre l'avantage d'une solide fixation des bois, présentent celui d'un commode assemblage des tirants en fer y aboutissant.

Les pièces en fonte ne doivent dans aucun cas être soumises à des efforts de traction.

Les lignes axiales (ou lignes passant par les centres de gravité des sections transversales successives) doivent le plus possible se couper en un point; de petits écarts sont permis lorsqu'ils ont pour conséquence une simplification dans la construction.

L'assemblage aux points de jonction doit permettre la tension ultérieure des tiges en fer, principalement lorsque celles-ci sont très longues et fortement chargées, et qu'elles ne sont pas pourvues au milieu de leur longueur d'un appareil tendeur. Cet appareil tendeur consiste le plus souvent en un écrou fileté; il ne faut mettre des clavettes qu'aux extrémités des tirants près des sablières et il faut bien assurer ces clavettes contre le desserrage et l'enlevage.

Le sabot en fonte de faîte est à construire de façon à pouvoir embrasser et fixer le faîtage (panne de faîte).

La rigidité longitudinale du toit est assurée de la façon la plus simple par le moyen de fers méplats en croix allant de maître chevron à maître chevron.

c. Combles en fer.

1. CALCUL STATIQUE

Pour le calcul des toits ou combles à deux pentes, pour ceux en coupole, en tonnelle avec poutres en croissant, voir partie V de l'ouvrage.

Toits ou combles en pavillon. Combles avec fermes à jonction centrale; emploi du système anglais; pour la couverture d'espace ayant en plan une forme polygonale.

α) Système (fig. 188, p. 345).

Soient :

P la charge totale d'une ferme,

n le nombre des panneaux formés par les montants.

On a :

$$O_m = -\frac{P(3n^2 - 2m(3n-2m)\lambda}{12hn\cos\beta},$$

$$U_m = +\frac{P(3n^2 - 2(m-1)(3n-2m+2)\lambda}{12hn\cos\gamma},$$

$$D_m = -\frac{Pd_m[3n-2(2m-1)]}{6hn},$$

$$V_m = +\frac{P(m-1)[3n-2(2m-1)]}{3n^2},$$

$$V_M = +\frac{P[Hn^2 - 4h]}{3hn^2}.$$

Cette dernière valeur représente la force engendrée dans le montant commun à toutes les fermes par la charge P que supporte une ferme. La tension $U_1 = U_2$ pour $m = 2$.

β. Système fig. 189, p. 345 :

$$O_m = -\frac{P[3n^2 - 2(m-1)(3n-2m+2)]\lambda}{12hn\cos\beta},$$

$$O_1 = O_2 \text{ pour } m = 2.$$

$$U_m = +\frac{P[3n^2 - 2m(3n-2m)]\lambda}{12hn\cos\gamma}, \quad D_m = +\frac{Pd_m[3n-2(m-1)]}{6hn},$$

$$V_m = -\frac{P(m+1)[3n-2(2m-1)]}{3n^2}, \quad V_M = +\frac{Ph'}{3h},$$

formules dans lesquelles :

h représente la longueur du panneau commun ou central et

$h + h'$ la hauteur du toit.

Pour le cas d'un tirant horizontal dans le milieu de la membrure

inférieure, la tension dans chacune des diagonales du milieu (fig. 190) est :

$$D_M = + \frac{Pd\,[n^2(h'' - h) + 2h''(n+2)}{12hh''n},$$

Celle dans le tirant horizontal :

$$U_M = + \frac{Pl}{12h''}$$ (v. fig. 190, p. 346.)

2. DONNÉES POUR LA CONSTRUCTION

α. *Les pannes.*

Elles sont ordinairement en fer. Dans les couvertures en tuiles, celles-ci sont toujours portées par le moyen de chevrons en bois; on fait souvent aussi usage de chevrons en bois dans le cas de couvertures (en ardoises, en zinc, en carton), reposant sur voliges. On emploie en général des pannes en I; dans le cas de toits couverts en tuiles, elles reposent souvent sur les maîtres chevrons, mais cependant, dans la plupart des cas, pour rendre le toit plus rigide dans le sens longitudinal, on les dispose entre les chevrons. Dans le cas de grandes distances entre les fermes, on prend pour pannes des poutres en treillis qui ont l'avantage sur les fers à I d'être plus légères pour la même résistance.

Le plus souvent on emploie pour pannes des *cornières* qui s'approprient principalement au cas de charges faibles, au soutien des couvertures métalliques, particulièrement au cas des toitures en tôles ondulées. Une des ailes des cornières est disposée à la partie supérieure parallèlement à la toiture et dans la direction du faîte, tandis que l'autre aile est fixée à des équerres rivées sur les chevrons.

Distance entre pannes pour le cas de tôle de zinc ondulée = 80 à 90 *cm*, ordinairement 88 *cm*.

Dans le cas de toiture de verre, les pannes, à une distance les unes des autres de 40 à 70 *cm*, portent directement les fers spéciaux (à vitrages) pour la fixation des plaques de verre. Les pièces dont se composent les pannes sont à faire de la plus grande longueur possible avec joints chevauchés. Les joints doivent permettre la libre dilatation.

β. *Chevrons.*

Pour les chevrons, on prend des sections pouvant s'assembler facilement aux autres pièces de la ferme, c'est-à-dire on prend des sections en T, ⊓ ou ⊐. La section en I très fréquemment employée, n'est pas toujours convenable par suite de l'interruption de

l'aile inférieure, nécessitée par la fixation des tirants avec les dits chevrons.

Dans les grandes constructions, les diverses pannes sont disposées en poutres à treillis avec membrure inférieure curviligne. Pour obtenir la rigidité longitudinale convenable, on dispose, en un plus ou moins grand nombre de points d'assemblage, de faibles tirants plats ou ronds formant des croix de Saint-André. Souvent on ne réunit entre elles que deux des fermes du comble.

γ. *Construction des assemblages ou points de jonction.*

Les axes des différentes pièces se coupant doivent se rencontrer en un point (v. p. 888).

Les sections composées ont l'avantage de faciliter l'assemblage avec les tirants par des goussets.

Dans la formation des points de jonction de faîte, il faut faire attention à ce que les différents chevrons concourants soient réunis par un bon éclissage. Une bonne solution pour les toits en batière lourds est d'employer des chevrons en ⊐⊏ sans joint au faîte; dans cette solution, il existe une pièce commune pour chaque deux maîtres chevrons, coudée suivant l'angle du toit et se fixant aux points d'assemblage les plus près du faîte. — Les axes des chevrons et des tirants doivent se couper en des points aussi près que possible des glissières.

δ. *Tirants.*

Le plus souvent ils sont ronds et assemblés en tenant compte des considérations ci-dessus. Si, dans certains cas, il est convenable de faire usage de fers méplats, il faut éviter l'emploi de fers jumeaux.

Lorsque deux fers ronds sont disposés en diagonale de façon à se couper, on interrompt les tirants au point de jonction, on les fait passer dans un anneau et les tiges sont maintenues et tendues par le moyen d'écrous.

Construction des extrémités des tirants.

1. *Extrémité en fourche.*

Soient :

Q la force qu'a à supporter le tirant, en kg,
d le diamètre du tirant,
b l'épaisseur d'un bras de fourche de largeur d
d_1 le diamètre du boulon ou axe de fourche } en cm;
r le rayon de la partie circulaire du bras

On a : $d = 0{,}043\sqrt{Q}$, $d_1 = 0{,}8d$, $b = {}^3/_8$ à ${}^1/_2\ d$ et, d'après l'expérience, il suffit que $r = 1{,}5\ d_1$.

2. *Tirant en fer rond avec œil extrême circulaire.*

Le diamètre de la tige servant à fabriquer l'extrémité est

$$d_1 = 1{,}12\ d.$$

3. *Tirants en fer plat avec œil ovale.*

Soient :

d_1 le diamètre du boulon,

b la largeur du fer plat,

et en supposant une coupe longitudinale du tirant perpendiculairement à l'axe du boulon,

a la distance de la ligne extérieure de l'œil mesurée suivant l'axe du tirant,

c la distance de la ligne extérieure de l'œil mesurée perpendiculairement à l'axe du tirant,

} jusqu'à l'axe du boulon.

L'expérience a donné :

$$a = \frac{1}{2}b + \frac{7}{6}d_1, \quad c = \frac{1}{2}b + \frac{5}{6}d_1.$$

ε. *Pièces soumises à des efforts de compression.*

Lorsque la longueur de ces pièces et la charge supportée ne sont pas grandes, on emploie avec avantage la fonte; on donne aux sections des pièces la forme circulaire; lorsque les charges sont plus grandes, on fait usage de la section en croix, rarement de la section en T. Lorsque la longueur des barres est un peu grande, il est préférable de faire usage du fer; on fait alors usage des sections en L, en T, etc.

A leurs extrémités, les supports en fonte sont à munir de sabots ayant une forme correspondant à celle du support; pour assembler le support avec son sabot, on peut terminer ce support par un œil ou bien aussi par une fourche.

Lorsqu'aux points d'assemblage se trouvent des plaques parallèles (pièces jumelles), les boulons deviennent souvent inutiles; on engage l'extrémité aplatie de la pièce à assembler entre les plans parallèles et elle y est maintenue par un épaulement préalablement disposé.

ζ. *Appuis des fermes.*

Les extrémités des fermes reposent habituellement sur la maçonnerie par l'intermédiaire de plaques en fonte.

Dans les constructions importantes, on dispose aux points d'appui des dés spéciaux en granite, en grès, etc. Il est à recommander de

toujours fixer les plaques d'appui sur une couche de ciment d'environ 10 *mm* d'épaisseur. Il faut prendre les précautions nécessaires pour que la plaque soit partout en contact avec le ciment.

Dans le choix de l'épaisseur des plaques, il faut tenir compte de l'homogénéité des matériaux.

Ces plaques sont munies, principalement dans le cas de chevrons en T ou I, d'une forte nervure avec logement pour l'extrémité de ces chevrons.

Les extrémités d'appui des chevrons à section composée (pièces jumelles), sont à disposer non seulement en tenant compte des pièces sur lesquelles elles doivent être assemblées ainsi que de la panne de pied, mais aussi en ayant soin de ménager une surface d'appui horizontale. Avec une telle surface, les chevrons reposent ou bien directement sur la plaque d'appui ou bien par l'intermédiaire d'une semelle rivée (en fer ou en fonte), satisfaisant d'autres exigences de la question.

Les fermes doivent être libres au moins à l'une des extrémités lorsque la construction ne permet pas de déformation. Jusqu'à une portée de 25 *m* environ, les extrémités des fermes peuvent reposer sur *glissières*.

L'extrémité des chevrons repose, ou bien directement par sa surface horizontale ou bien par le moyen d'une plaque spéciale sur la surface de glissement de la plaque d'appui limitée par deux nervures.

Les extrémités mobiles des fermes de plus grandes portées reposent sur des appuis à rouleaux ou sur des appuis à pendules.

On emploie des supports-pendules principalement dans le cas où l'on est forcé de limiter, autant que possible, la dimension du support dans le sens de la ferme.

L'usure des parties en contact est moindre dans ce genre de support que dans le cas de rouleaux, par suite du mouvement moins grand des surfaces frottantes; lorsqu'on emploie des pendules, on peut réduire à un minimum les forces horizontales dues au frottement en chargeant la construction d'une façon défavorable.

Pour la variation de longueur des poutres, on compte environ $\frac{1}{700}$, au moins $\frac{1}{1000}$ de la portée.

Soient :

n_r le nombre des rouleaux,

l la longueur, d_r le diamètre } d'un rouleau en *cm*.

P la pression sur le support en *kg*;

lorsqu'on emploie le fer ou la fonte, on a la relation :

$$25\, n_r l d_r = P,$$

n_r = au moins 3; l dépend de la largeur de la surface d'appui des chevrons.

Les rouleaux se terminent par des tourillons tournés (rapportés dans le cas de la fonte), s'engageant dans des brides de fer latérales reliées entre elles par des entretoises parallèles aux rouleaux. On prend :

le diamètre des tourillons $= 0{,}25\ d_r$,
la hauteur des brides de fer $= 0{,}50\ d_r$,
l'épaisseur des dites brides $= 0{,}15\ d_r$,
le diamètre des entretoises $= 0{,}25\ d_r$.

Ce sont les parties centrales de galets, coupés par 2 plans parallèles, de manière à diminuer leur largeur.

Pendules. La largeur des pendules, c'est-à-dire la distance entre les plans latéraux les limitant, doit au moins être égale à deux fois le déplacement longitudinal.

Pour ce qui concerne le nombre, la longueur et la hauteur (diamètre) des pendules, on peut se reporter aux formules données ci-dessus; la longueur des pendules, pour un cas donné, est la même que celle des rouleaux correspondant à ce cas. Si nous représentons par

n_p le nombre des pendules,

d_p la hauteur *) (diamètre) d'un pendule, on peut poser approximativement :

$$\frac{n_p}{n_r} = \frac{2}{3},$$

ce qui entraîne d'après la relation ci-dessus :

$$\frac{d_p}{d_r} = \frac{3}{2}.$$

Les pendules sont maintenus, comme les rouleaux, entre deux brides; les formules données ci-dessus donnent aussi ici des valeurs applicables pour chacune des deux brides, lorsque dans ces formules on remplace d_r par $0{,}5\ d_r$. Soient e la distance des plans moyens des pendules, b la largeur de ceux-ci et d leur hauteur; il faut qu'au moins

$$e = 0{,}53\ b\left(2 + \left(\frac{b}{d}\right)^2\right).$$

Désignons encore par
f la distance des plans horizontaux intérieurs des cadres de guidage placés symétriquement par rapport au plan axial horizontal du pendule;
alors la distance des entretoises d'une plaque prise entre les lignes d'axe est pour $f = {}^1/_2\ d_p$.

$$D = (n_p - 1)\,e + \frac{d}{2}\left(1 + \left(\frac{b}{d}\right)^2\right).$$

* Ou mieux la double hauteur.

Il faut assurer les pendules et les rouleaux contre tout mouvement latéral; le mieux est d'employer à cet effet des nervures limitant les surfaces de roulement. Les plaques d'appui ou de roulement sont fixées sur les moellons au moyen de boulons de scellement, etc. Dans le cas de support de glissement, il faut faire usage de boulons de fixation très forts. Ils sont soumis à un effort de cisaillement maximum lorsque la charge variable est à son maximum sur la moitié de la ferme du côté de la glissière et à son minimum sur l'autre moitié (c'est-à-dire du côté sans glissement); la tension ou force maxima est alors supportée par les boulons de la plaque fixe.

C. COUVERTURES DES COMBLES

a. Couvertures en terre cuite et en verre.

1. COMBLES COUVERTS EN TUILES

Hauteur ou flèche du toit dans les combles à deux égouts = $^1/_2$ à $^1/_3$ de la portée latérale; durée environ 25 ans.

α. Couvertures en tuiles plates.

1 *tuile plate* ou à crochet de 40 *cm* de long, 15 *cm* de large, 1,3 *cm* d'épaisseur pèse environ 1,4 à 2,1 *kg* *).

1 tuile faîtière ou arêtière, ou couvre-joint de 42 *cm* de long, 16 *cm* de large, 1,3 à 2 *cm* d'épaisseur pèse environ 2,3 à 2,6 *kg*.

Les échandoles ou bardeaux ont 20 à 32 *cm* de long, 8 *cm* de large, 3 *mm* d'épaisseur, on les fait en chêne, en sapin ou en châtaigner. 1000 bardeaux pour toits à bardeaux et toits doubles jointoyés de l'intérieur, exigent 157 mètres courants de lattes, 180 clous à lattes, 0,62 m^3 de mortier, 1,5 *kg* de bourre. Pour les toits à bardeaux, il faut ajouter à cela 1000 bardeaux. — 1000 briques pour toits couronnés demandent moitié moins de lattes et de clous. — 50 couvre-joints (42 *cm*) font 16 *m* courants de faîte, on les relie avec de la chaux; il faut pour cela 0,93 m^3 de mortier, et pour chaque tuile faîtière, il faut 1 clou. — 16 mètres courants de souches à jointoyer demandent 0,12 m^3 de mortier.

Un toit en tuiles creuses exige, pour la pose de 1000 tuiles, un complément de 1 m^3 de plâtre.

*) Les tuiles de Bourgogne se divisent en grand moule et petit moule. Grand moule 30 × 25 × 1,5 *cm*; poids = 2,400 *kg*; pureau 11 *cm*; petit moule 24 × 19,5 × 1,5 *cm*; poids = 1,320 *kg*; pureau 8 *cm*.

1 m^2 exige	Distance de milieu à milieu	Lattes en mètres cour^{ts}	Clous pour lattes. — Nombre de pièces	Tuiles. Nombre de pièces	Mortier m^3	Bardeaux Nombre de pièces	Poids par m^2, les chevrons compris *kg.*
Toit simple.....	18—21	5,1	5,5	35	0,02	35	100
Toit double.....	14	7	7,5	50	0,03	—	130
Toit couronné....	26	3,5	4	55	0,03	—	130

β. *Tuiles en onglet.*

Longueur = 37 *cm*, largeur 22,5 *cm*, distance entre lattes 33 *cm*. Par m^2 il faut 16 tuiles, déchet compris, et 3 m. cour^{ts} de lattes. 1 tuile à onglet pèse 2,75 *kg*.

La pente du toit doit être de 30 °/₀. Les tuiles ne sont placées dans la chaux qu'aux bords du toit. Les tuiles faîtières et gouttières ont des formes spéciales.

γ. *Couverture en tuiles pannes ou flamandes.*

1. DANS LES PROVINCES BALTIQUES

1 tuile panne de gros calibre mesure 39 *cm* de long, 26 *cm* de large, 1,5 *cm* d'épaisseur; les lattes sont les unes des autres à une distance de 31,5 *cm*.

1 tuile panne de petit calibre mesure 34 *cm* de long, 26 *cm* de large, 2 *cm* d'épaisseur; distance entre lattes = 26 *cm*.

1 m^2 de couverture en tuiles flamandes exige pour	Distance entre lattes	Lattes m. cour^{ts}	Clous à lattes Nombre	Tuiles Nombre	Mortier m^3	Bardeaux Nombre
Gros calibre..	31,5	3,2	3,5	15	0,017	16
Petit calibre.	26	4	4	20	0,016	19

En plus des nombres donnés dans le tableau ci-dessus, on compte 4 à 5 °/₀ de pertes et bris.

Les tuiles s'appuient sur lattes, reposant sur planches, de 2,5 *cm* d'épaisseur, de 16 *cm* de largeur et distantes les unes des autres de 1,25 *m*; ces planches reposent à leur tour sur des voliges de 2,5 *cm*,

à recouvrement de 5 *cm*. La planche de faîte a 16 *cm* de largeur, 5 *cm* d'épaisseur; de chaque côté de cette planche, on dispose une volige de 16 *cm* de large, et par-dessus, enfin, une tôle de zinc avec saillie de 16 *cm*. Planche de gouttière, 3,5 *cm* d'épaisseur.

2. DANS LES PROVINCES RHÉNANES

1 tuile flamande mesure 31 *cm* de long, 21 *cm* de large, 1,5 *cm* d'épaisseur et pèse 1,5 *kg*.

1 m^2 de toit couvert de tuiles flamandes exige :

Distance entre lattes en *cm*	Lattes mètres courants	Clous pour lattes — Nombre.	Tuiles Nombre.	Mortier m^3	Poil de veau. *kg*.
29	3,7	8	18	0,0065	0,05
	ou 1,4 latte courte	6			
	ou 1 » longue				
26	4	9	20	0,0076	0,06
	ou 1,6 latte courte	5,5			
	ou 1,1 » longue				
23,5	4,4	15	23	0,0087	0,07

Les lattes courtes ont 3 *m* de long pour une distance entre chevrons de 1 *m*; les longues, 4,5 *m* pour distance entre chevrons de 0,78 à 0,94 *m*.

Souvent, au-dessous des toitures en tuiles flamandes, on dispose une couche de paille; 1 m^2 de couverture en tuiles flamandes demande 3,5 *kg* de paille et 0,0065 m^3 de terre franche.

Parfois on emploie, pour assurer la solidité du faîte et des tuiles faîtières, un enduit pour lequel il faut par 16 *m* courants : 1 tonne de chaux hydraulique et 0,75 m^3 de sable.

2. COMBLES COUVERTS EN ARDOISES

Hauteur ou flèche du toit dans les combles à deux égouts $^1/_3$ à $^1/_4$ de la portée latérale.

Les résultats suivants supposent la flèche que nous venons d'indiquer; dans les toits très hauts, la dépense est diminuée de $^1/_8$, dans les petites coupoles sphériques, la dépense est augmentée de 10 à 12 %.

COUVERTURES EN ARDOISES ALLEMANDES

α. *Ardoises non travaillées*, déchet y compris.

1 m^2 de surface de couverture exige 55 *kg* d'ardoises, 84 clous à ardoises, 1,75 volige de 3 *m* de long ou 1 volige de 4,5 *m* de long, et respectivement 18 et 14 clous à planches (voliges).

Le recouvrement à la partie supérieure est de 2,5 *cm* inférieur à la moitié de la plaque; latéralement le recouvrement = 8 *cm*.

β. *Ardoises rectangulaires* travaillées, fixées sur voliges ou sur lattes.

Dépense par m^2 en ardoises, clous, etc.

Dimensions en *cm*	Ardoises. Nombre de pièces.	Distance entre les lattes pour couvertures. Oblique. (*cm*)	Droite. (*cm*)	Dépense en lattes en *m*.	Poids par 1200 ardoises en *kg*.	Clous. Nombre de pièces.
61/36	10,5	35	28,5	2,90—3,70	3000	24
61/30	12,4				2600	28
56/30	13,7	30	23,5	3,35—4,50	2450	31
51/25	18,3				1675	40
46/23	23,0	28	21	3,65—5,00	1350	50
41/20	30,0	25,5	18	3,95—5,85	1050	64

Le recouvrement, avec disposition oblique, comporte à la partie supérieure 2,5 *cm* de moins que la moitié de l'ardoise, et latéralement il est de 8 *cm*; avec disposition droite, le recouvrement supérieur est 2,5 *cm* plus grand que la moitié de l'ardoise; latéralement, joints verticaux.

3. TOITURES DU VERRE

Inclinaison des plaques de verre, environ 1 à 5. Le verre pour toitures ordinaires a une épaisseur de 5 à 8 *mm*; les plaques ont de 50 à 100 *cm* de long et de 40 à 50 *cm* de large; les recouvrements doivent être de 6 à 7 *cm* et les plaques sont mastiquées les unes aux autres.

Les plaques de verre sont disposées sur des fers profilés à vitrages placés parallèlement aux chevrons et distantes les unes des autres de 40 à 50 *cm*. Les supports profilés sont : soit des fers laminés, soit des tôles de zinc. Les supports en tôle sont formés d'un noyau en fer de section rectangulaire, entourés d'une enveloppe en zinc,

repliée de telle façon qu'en coupe elle forme de chaque côté un appui aux plaques, et en même temps, une rainure d'écoulement pour l'eau. Chacun de ces fers de 4 *cm* de haut peut avoir une longueur libre (entre supports) pouvant aller jusqu'à 2,5 *m*.

b. Couvertures métalliques.

1. COUVERTURES EN PLOMB

Le plomb, malgré une couche de peinture à l'huile, est détruit d'une façon constante par l'oxydation. Il faut aussi tenir compte, lorsqu'on le choisit comme moyen de couvrir, de la facilité avec laquelle il se fond en cas d'incendie.

Dans le cas de toits à deux égouts, la montée du toit = $^1/_{12}$ de sa portée latérale; la longueur des nappes ou tables peut atteindre 3 *m*; une largeur de 84 *cm* est suffisante; le mieux est de prendre l'épaisseur entre 1,5 et 2 *mm*, poids = 18,5 à 25 *kg* par m^2. Les tables de plomb reposent sur voligeage. 1 m^2 de surface de la toiture exige :

pour nappes de 1,5 *mm* d'épais.:		pour nappes de 2 *mm* d'épais.:	
plomb	clous galvanisés	plomb	clous galvanisés
21,6 *kg*	6	30 *kg*	6

Les baguettes ou arêtes ont de 4 à 5 *cm* de large, elles sont arrondies; recouvrement sur les baguettes = 4 *cm*; recouvrement horizontal 8 à 10, 5 *cm* avec joints brasés; les clous sur les baguettes sont à une distance de 30 *cm* les uns des autres.

2. COUVERTURES EN CUIVRE

C'est la toiture métallique la plus durable; mais elle coûte cher (moins pourtant que la toiture en plomb). Les feuilles reposent sur voliges.

La flèche du comble comporte, dans les toits à 2 égouts, $^1/_{12}$ de la portée latérale.

Dans le cas de moulures, galeries, l'inclinaison peut aller jusqu'à 4 *cm* par *m*. Les pattes ou agrafes, de 8 à 9 *cm* de long, 2,5 à 5 *cm* de large, se trouvent tous les 0,6 à 0,9 *m* et aux extrémités de chaque feuille. L'agrafement vertical exige une largeur de 9 *cm* sur chaque feuille, l'horizontal, de 4 *cm* seulement.

Dépense par m² de toiture.

Désignation.	Dépense en		Feuilles			
	Feuilles. *kg.*	Pattes et clous. *kg.*	Dimensions		Poids en *kg.* par m².	Surface couverte par une feuille en m².
			Longueur *m.*	Largeur *m.*		
a)	3,1	0,35	0,94	0,94	2,5	0,72
b)	4,5	0,39	*max.* 1,9	0,94	3,8	1,51
	6,0	0,39		0,94	5,1	
c)	7,4	0,32	2,5—3,3	0,94	6,3	2,04—2,
d)	10,0	0,28		0,94	7,6	

Les feuilles *a*) demandent 3 pattes; les feuilles *b*) 7; *c*): 8 et *d*): 9 pattes; chaque patte exige 2 clous; 12 pattes et 24 clous pèsent 0,5 *kg*. Le poids de 1 m² exprimé en livres donne le n° des feuilles en cuivre.

3. COUVERTURES EN FER

α. Couvertures en tôle (fer noir.)

(V. p. 973). Il est nécessaire de couvrir la tôle des deux côtés d'une peinture à l'huile composée habituellement de vernis gras et de minium; on doit renouveler cette peinture tous les 4 à 5 ans. Dans les combles à deux égouts, la flèche du toit = $^1/_8$ à $^1/_{12}$ de la portée latérale.

1. COUVERTURES EN TOLE UNIE

Comme les feuilles de cuivre, les tôles de fer se relient entre elles par agrafement vertical, par agrafement couché, suivant des lignes horizontales; ces tôles se recouvrent de 4 *cm* dans le sens de la largeur et de 8 *cm* dans celui de la longueur, de façon qu'une feuille ordinaire de 0,47 sur 0,63 couvre une surface de toit de 0,43 × 0,55 = 0,24 m².

Les tôles sont fixées sur voligeage.

1 m² de toiture exige :

Nombre de feuilles.	Dimensions.	Poids.
4,3	0,47 *m.* et 0,63 *m.*	5,3—7 *kg.*
1,6	1,26 » » 0,63 »	
1,0	1,57 » » 0,78 »	
0,8	1,81 » » 0,78 »	

En outre, il faut par m^2, 4 agrafes et 9 clous.

2. COUVERTURES EN TOLE ONDULÉE

Poids par m^2 de surface de couverture, y compris les fers d'angle, = 15 à 25 *kg*.

α) *Tôle ondulée anglaise.* 1 m^2 de surface de toiture demande 0,8 feuille (correspondant à un poids de 17,6 *kg*), 6 à 7 rivets, 0,4 à 0,5 vis, 0,6 *kg* de peinture à l'huile ou de vernis à l'asphalte.

La peinture (v. plus loin peinturage en noir des tôles de fer), doit être renouvelée tous les 4 ou 5 ans.

Rivets. Hauteur de la tête = 3 *mm*; diamètre de la tête 10 *mm*; diamètre de la tige 6,5 *mm*; 60 à 70 rivets pèsent 0,5 *kg*.

Trous des rivets. Ils sont distants de 20 jusqu'à 26 *mm* des arêtes, de 30 *mm* des joints horizontaux et de 33 *mm* de ceux allant de bas en haut.

Dans les moulins royaux à Berlin, les tôles de 2,36 *m* de large et 4,1 *m* de long sont fixées au moyen de vis à 1,17 *m* les unes des autres.

β) *Tôle de Trippstadt* (près de Kaiserslautern).

Recouvrements. 15 *cm* dans le sens de la longueur, 5 *cm* dans celui de la largeur. Augmentation de poids par rapport à celui des tôles Nos 16 à 21, par suite des pièces de fixation = 7 à 14 %; pour la couverture complète et peinte 20 à 37 %.

Les *supports* sont distants les uns des autres de 2,25 *m*; s'ils consistent en fers à T, la largeur des 2 ailes supérieures = 65 *mm*, l'épaisseur 9 *mm*, la hauteur 58 *mm*; pour une épaisseur de nervure (ou âme) de 23,5 *mm*, la distance entre points d'appui = 5 *m*.

β. *Couvertures en fer-blanc.*

(V. p. 973). Le peinturage, avec vernis à l'huile, a lieu comme dans les toits en tôle noire. Le fer-blanc repose sur voligeage.

Hauteur du toit dans les combles à deux égouts = $^1/_{12}$ de la profondeur. Le plus souvent on soude 4 tôles les unes aux autres.

Les pattes ou agrafes sont carrées et ont de 4 à 5,2 *cm* de côté.

1 m^2 de toiture demande :

Sorte de tôle	Fer-blanc	Agrafes	Clous	1 feuille couvre
Fer-blanc gros.....	13,5 feuill.	4 pièces	9 pièces	23,5 × 31,4 *cm*
Fer-blanc de ponton	9 »		—	29 × 39 »
Fer-blanc long.....	6,3 »		—	23,5 × 68 »

De plus, il faut compter par *m* courᵗ de gouttière : 1 feuille et 10 clous. La tôle de gouttière est comprise dans le tableau précédent, si l'on suppose une augmentation dans la largeur du toit de 16 *cm*.

4. COUVERTURES EN ZINC *)

Si l'on suppose que le métal employé est de bonne qualité, que la pose des feuilles est faite d'une façon soignée, en permettant la dilatation dans tous les sens, ce mode de couverture est à recommander par sa légèreté, son bon marché et sa durée. Pas de peinturage. Les feuilles de zinc se fixent sur voliges. 1 m^2 de couverture en zinc (sur voligeage) pèse environ 40 *kg*.

Flèche du toit, dans le cas de comble à deux égouts = jusqu'à $^1/_{24}$ de la profondeur.

La durée des feuilles, nᵒˢ 12 et 13 *), est d'environ 20 ans.

Systèmes de couverture. 1. Avec agrafures ou replis. Pattes en tôle de fer de 2,5 *cm* de large, 5 *cm* de haut, recourbées en haut de 1 *cm*, en bas de 2 *cm*; elles sont fixées à 0,63 — 0,94 les unes des autres par le moyen de 2 clous chacune. Recouvrement horizontal = 10,5 à 16 *cm*, ou bien 2,5 à 3,2 *cm* avec joints soudés. Une feuille couvre 1,36 m^2.

2. Avec liteaux (tasseaux) cloués. Les liteaux ont 4 *cm* de large et 2,5 *cm* de haut; distance entre deux clous consécutifs = 31 *cm*; recouvrement sur baguette 2,5 3-2 *cm*. Une feuille (1,6 m^2) couvre 1,4 m^2.

3. Avec liteaux cloués et chapeaux.

Les liteaux ont 5 *cm* de large et 4 *cm* de haut. Les pattes en tôle de fer à une distance les unes des autres de 0,8 à 0,9 *m* sont recourbées en haut de 1,3 *cm*. Une feuille couvre 1,23 m^2.

4. Avec réglettes à rainure. Largeur de la réglette 4,5 *cm*, hauteur 5 *cm*; rainure : largeur = 2,5 *cm*, hauteur = 4 *cm*. La feuille couvre 1 m^2.

5. Avec rouleaux. Les rouleaux ont 2,6 *cm* de large, 3,2 *cm* de haut. La feuille couvre 1,23 m^2.

*) Numérotage des feuilles de zinc : voir appendice.

6. Avec rouleaux et doubles crochets.

Les crochets sont recourbés de 3 *cm* vers le haut; les rouleaux ont 4 *cm* de diamètre. La feuille couvre 1,15 m^2.

7. Sans voligeage; zinc ondulé ou cannelé.

Les feuilles de 1,9 *m* de long, 0,94 *m* de large, couvrent 1,21 m^2. Lorsqu'on fait usage de chevrons en bois, les feuilles reposent sur des lattes à une distance de 40 à 45 *cm* les unes des autres; dans le cas de chevrons en fer, elles reposent sur des pannes (cornières en fer), distantes les unes des autres de 80 à 90 *cm*. 50 *kg* de feuilles de zinc de 73 *cm* de large couvrent, agrafement compris :

Système de couverture No	Numéros des feuilles.				
	N° 10 m^2	N° 11 m^2	N° 12 m^2	N° 13 m^2	N° 14 m^2
1	10,6	9,2	8,1	7	6,4
2	11	9,5	8,3	7,2	6,7
3 et 5	9,6	8,3	7,3	6,3	5,8
4	8,1	6,9	6,1	5,3	4,9
6	8,9	7,7	6,8	5,9	5,4

Pente des *chéneaux*, environ 1 : 120; la fixation des chéneaux a lieu au moyen de crochets placés les uns des autres à 1,9 — 2,5 *m*.

La gouttière en tôle a 0,6 *m* de large. Diamètre intérieur des *tuyaux de descente* = 10 à 20 *cm*; section = 1 à 1,2 cm^2 par m^2 de projection horizontale de la surface du toit; distance maximum entre les tuyaux de descente = 19 *m*.

Ces tuyaux sont fixés au moyen de crochets de scellement à une distance de 1,9 *m* les uns des autres.

c. Couvertures en matières bitumineuses.

1. COUVERTURES EN ASPHALTE

Flèche du toit = au moins $^1/_{12}$ et au plus $^1/_6$ de la portée latérale dans le cas de comble à 2 égouts; l'épaisseur de la couche d'asphalte est de 1 *cm*; elle repose sur un lit de terre franche de 2 *cm* d'épaisseur, ou bien sur un lit en carreaux cuits ayant de 2,5 à 4 *cm* d'épaisseur.

50 *kg* d'asphalte mélangés avec égal volume de sable, couvrent 7 m^2 suivant une épaisseur de 1,3 *cm*.

2. COUVERTURES EN CARTON-PIERRE

(V. p. 986). Hauteur du toit dans le cas de combles à 2 égouts = $^1/_{10}$ à $^1/_{20}$ de la portée latérale, 1 m^2 de la toiture, les chevrons compris, pèse 30 *kg*. Epaisseur des voliges = 2,5 *cm*: il est bon de réunir celles-ci par assemblage à rainure et languette, cependant cela n'est pas absolument nécessaire. La couverture se fait à l'aide de baguettes à section triangulaire, ayant 6,5 *cm* de base et 3,2 *cm* de hauteur; ces baguettes sont fixées avec des pointes de Paris (19/36), à une distance les unes des autres d'environ 0,5 *m*. Les baguettes sont bien dressées et à une distance les unes des autres de 0,98 *m*; entre ces baguettes, on déroule les rouleaux de carton-pierre ayant 1 *m* de large, de telle façon que, sans les plier, les bords du rouleau s'appliquent sur les faces intérieures des baguettes où ils sont agrafés. Sur les baguettes, on pose alors des chapeaux formés de bandes de carton-pierre, ayant 10 *cm* de large, fixés avec des pointes de Paris (nos 16/12 à 16 $^1/_2$/12), distantes de 5 à 6 *cm* les unes des autres.

Au faîte, les rouleaux et les bandes ont un recouvrement de 10 *cm*; à la jonction des rouleaux, le recouvrement est de 8 *cm*.

Les pans de voûte, ainsi que les coutures et les arêtes de gouttières, sont enduits d'un mélange de goudron de houille et d'asphalte, qui, lorsqu'il est refroidi, a la ténacité de la poix molle. Ensuite, on enduit la toiture entière de goudron de houille cuit, auquel on ajoute un peu d'asphalte; et enfin sur le tout on parsème du sable sec non absorbant.

Couverture sans baguettes. Ce mode de couverture n'est à recommander que pour les bâtiments de peu d'importance et dans le cas de couvertures provisoires.

Les rouleaux sont déroulés horizontalement à partir du chéneau, les différentes bandes horizontales se recouvrent de 10 *cm*.

La distance entre pointes = 5 *cm* et la distance des pointes au bord du carton = 2 *cm*; comme ci-dessus, la surface totale du toit est goudronnée et parsemée de sable.

1 m^2 de toiture couverte de carton-pierre, qualité supérieure, avec baguettes triangulaires, exige :

Carton.	Baguettes.	Pointes de Paris.		Asphalte.	Goudron de houille.
		19/36	16 $^1/_2$/12		
1,05 m^2. = env. 3,0 *kg*.	1,5 *m* courant	3	60	0,3 *kg*.	0,6 lit.

1 m^2 de toiture, couverte de carton-pierre de qualité inférieure, sans baguettes, exige :

Carton.	Pointes de Paris 16/12	Asphalte.	Goudron de houille.
1,05 m^2 = env. 2,5 *kg.*	50	0,20 *kg.*	0,6 lit.

3. COUVERTURES EN CIMENT VÉGÉTAL

Hauteur de toit dans les combles à 2 égouts = $^1/_{18}$ à $^1/_{25}$ de la largeur.

Distance des chevrons = 1 *m.* Section des chevrons $^{10}/_{15}$ à $^{13}/_{18}$ *cm.* Voliges de 2,5 à 3 *cm* d'épaisseur assemblées à rainures et languettes. Tout d'abord on dispose, sur le voligeage, un lit de 1 *cm* d'épaisseur de sable sec tamisé, excessivement fin. Sur ce sable on dispose 4 couches de papier ou bien 1 couche de carton-pierre et 3 de papier. Les rouleaux de papier ont de 1 à 1,67 *m* de large; les recouvrements sont de 15 *cm*, on les enduit de ciment végétal liquide ou de ciment volcanique (goudron de houille spécialement préparé). Les 4 couches de papier sont recouvertes d'une couche de ciment végétal un peu plus forte, sur laquelle on dispose de nouveau un lit de sable (finement tamisé) de 1 *cm* d'épaisseur.

Sur ce lit de sable, on place une couche de vase ou d'argile de 3 *cm* d'épaisseur, et par-dessus le tout, une couche grossière de cailloux que l'on a soin de bien macadamiser (cylindrer). Poids de la toiture = environ 90 *kg.*

Les arêtes des chéneaux en zinc sont clouées et collées entre les couches de papier. Une forte bande de garde, le plus souvent de forme triangulaire, en zinc crevé n° 14, maintient les différentes couches devant le chéneau et sert de filtre. Il faut prendre soin de la bonne ventilation sous le voligeage.

VI. INTÉRIEURS DES BATIMENTS

a. Escaliers.

Les rapports entre la montée (hauteur de marche) et le giron se déterminent d'après les relations :

Giron + 2 fois montée = 64 *cm*; giron + montée = 48 *cm*.

Escaliers principaux : La largeur de ces escaliers, dans les maisons d'habitation, varie de 1,5 à 2 *m*, dans les bâtiments publics elle est de 3 *m*; ordinairement la montée = 17 *cm* et le giron 30 *cm*.

Les escaliers de palais ont 13 *cm* de montée et 38 *cm* de giron; les escaliers ordinaires, 18 sur 26; les escaliers de dégagement, les escaliers de service, 20 sur 24 *cm* et de 1 à 1,1 *m* de large.

Le rapport le plus commode est 16 sur 32. Le giron ne doit jamais être inférieur à 22 *cm* et la hauteur de la marche ne doit jamais dépasser 24 *cm*.

Entre deux rampes, il faut une hauteur libre d'au moins 2,2 *m*.

Dans les escaliers commodes, on dispose, toutes les 8 marches, au maximum toutes les 14 marches, un palier ou repos d'escalier (ordinairement carré).

Le limon a ordinairement 5 à 8 *cm* d'épaisseur, les marches 4 à 5 *cm* et l'ais de contre-marche 2 à 2,5 *cm* d'épaisseur. Les marches sont encastrées de 2,5 *cm* dans le limon. La plus faible largeur du limon pour escalier à cheval est égale à 13 *cm*.

La traverse du palier a de 13 à 19 *cm* de haut. Pour les marches d'escalier, on compte par *m* de largeur de marche, limon compris, 0,3 m^2 de planche de marche; 0,25 m^2 pour le limon; 0,36 *m* courant de bois pour la rampe et 1 à 2 balustres. On fait la balustrade de 0,8 à 1 *m* de haut.

b. Plafonds *).

1. CONSTRUCTION DES PLAFONDS AU POINT DE VUE DE LA RÉSISTANCE

α. Solivure.

Dans les maisons d'habitation, il faut, par m^2, environ de 1,6 jusqu'à 0,8 *m* courant de solives.

Distance des solives. Elle dépend de l'épaisseur des solives et du plancher; dans les magasins contenant des objets lourds, elle est au

*) Pour charges, voir appendice.

maximum de 0,8 *m* et dans les maisons d'habitation 0,8 *m*, au maximum 1,05 *m* de milieu à milieu des solives. Distance habituelle = 0,95 *m*. Le tableau suivant donne la section des solives correspondant à des portées et distances entre solives déterminées :

Longueur libre *m.*	Distance d'axe à axe des solives.	
	0,9 *m.*	1,0 *m.*
3,0	13 + 17 *cm*	13 + 18 *cm*
3,5	14 + 19 »	14 + 20 »
4,0	15 + 21 »	16 + 22 »
4,5	17 + 22 »	18 + 23 »
5,0	18 + 24 »	19 + 25 »
5,5	19 + 26 »	20 + 27 »
6,0	21 + 27 »	21 + 28 »

L'expérience a établi le tableau suivant donnant les portées (ou longueurs libres *) des planchers correspondant à des épaisseurs déterminées :

2,5 *cm* d'épaisseur permettent	0,8 *m.*	8 *cm* d'épaiss. permettent	2,5 *m.*
4 » » »	1,0 »	10 » » »	3 »
4,5 » » »	1 — 1,2 »	13 » » »	4 »
5 » » »	1,5 »	16 » » »	4,5 »
6,5 » » »	2 »		

Soient :

P la charge uniformément répartie que supporte une poutre ou solive reposant librement à ses 2 extrémités, en *kg*,

l la longueur libre ou portée en *cm*,

b la largeur de la section de la solive en *cm*,

h » hauteur » » » » » » » *cm*,

la section étant supposée rectangulaire,

k la charge admissible en *kg* par cm^2,

($k = 66$ pour le bois de pin);

On a :

$$\frac{bh^2}{6} = \frac{Pl}{8k}.$$

Pour $b : h = 5 : 7$, on a : $h = 0{,}2525 \sqrt[3]{Pl}$**).

Poutres à dents d'assemblage. Habituellement la hauteur *h* par *m* de portée = 8 *cm* pour une largeur de 26 à 31 *cm*.

Comme charge, on ne peut compter que les $^3/_4$ de celle d'une

*) Distance entre lignes d'appui.

**) Voir page 288.

poutre en bois d'égale grosseur, mais en une seule pièce. — Une poutre en 3 pièces a des dents de 1 *m* de long sur 4 *cm*. La pièce inférieure a au milieu $^4/_7$ *h* et aux extrémités $^3/_7$ *h* de hauteur. Les 2 pièces supérieures ont à leurs extrémités $^3/_7$ *h* et $^4/_7$ *h*. La tension initiale est donnée par une flèche de $^1/_{60}$ de la longueur.

Paire de solives armée. Les chevilles, en bois dur, sont distantes les unes des autres de la hauteur jusqu'à deux fois la hauteur de la poutre; leur largeur = $^1/_2$ et leur hauteur = $^1/_{10}$ de la hauteur de la poutre. Lorsqu'on emploie des coins doubles que l'on chasse après, on munit ceux-ci d'une tête carrée ayant pour côté $^1/_7$ à $^1/_8$ de la hauteur totale de la poutre.

β. *Consolidation et appuis des plafonds en planches ou planchers.*

Etai en sautoir ou croix de Saint-André. Ce sont des pièces de bois dont la section mesure 4 *cm* de haut sur 2 $^1/_2$ *cm* de large, disposées en croix entre les solives et à extrémités embrevées.

Les croix à angles droits sont à 2 jusqu'à 2,3 *m* de distance les unes des autres. Les solives sont à relier entre elles au moyen de tirants transversaux.

Les *planches de liaison* ont la hauteur des solives et 5 *cm* de large; elles ont leurs extrémités coupées obliquement, ce qui permet de les serrer contre les solives au moyen de coins chassés par en haut. Ici aussi, il faut disposer des tirants transversaux.

Sous-poutres ou *sommiers de solivure.* Si l'on supporte les solives au moyen d'une sous-poutre, on peut construire des plafonds ayant jusqu'à 9,5 *m* de portée, en supposant des poutres usuelles de la plus grande dimension.

Poteaux de sous-poutres pour supporter les sommiers de solivure. Ces poteaux sont ordinairement à une distance les uns des autres de 3 à 4 *m*.

Lorsqu'on emploie des aisseliers inclinés à 45° ou des sous-longerons horizontaux, les sommiers de solivure peuvent être soutenus jusqu'à 2 *m* de distance des poteaux de sous-poutres, et la distance entre ceux-ci peut alors être portée jusqu'à 8 *m*.

L'épaisseur des poteaux carrés en bois est $(16 + h)$ à $(16 + 1{,}3\ h)$ *cm*, où *h* représente la hauteur du poteau.

γ. *Construction des planchers à grandes portées* *).

1. *Assemblages à contre-fiches.* On peut construire des planchers ayant de 7,5 à 9 *m* de portée, lorsqu'on emploie l'assemblage à contre-fiches simple (c'est-à-dire lorsqu'on entaille les bouts des

*) Voir calcul, page 1010.

contre-fiches dans une maîtresse poutre horizontale portant la solivure ou bien supportant un sommier de solivure tous les 3 à 4 *m*.

L'assemblage à contre-fiches double, avec une poutre traversière, située entre deux sous-poutres supportées par des contre-fiches (jambes de force), ou bien celui comportant plusieurs sous-poutres, peut permettre des portées allant jusqu'à 12 *m*. Pour l'assemblage des poutres et des contre-fiches, il est à recommander de faire usage de sabots en fonte.

2. *Armatures*. L'armature *simple* est à employer pour des portées de 7,5 à 9 *m*; l'armature à *deux poinçons*, jusqu'à 12 *m*. La distance entre poinçons la plus favorable $= {}^2/_3$ de la portée totale. En général, les maîtresses poutres sont à munir d'un poinçon tous les 5 à 6 *m*, dans les constructions légères, et tous les 4 à 5 *m* dans les constructions lourdes. Lorsque les portées sont plus grandes que celles indiquées, on combine plusieurs armatures simples ou bien des armatures simples avec des armatures doubles.

Les inclinaisons les plus avantageuses des contre-fiches, dans les assemblages à contre-fiches et des armatures sont comprises entre 30 et 45°; les limites des angles par rapport à l'horizontale, sont 25° et 60°.

Les clefs pendantes en bois sont avantageusement remplacées par des poinçons en fer.

δ. *Supports des solives.*

Il suffit de prendre la hauteur de la solive pour longueur des supports. Les bouts des solives ne doivent pas être en contact avec la maçonnerie; on doit ménager un jeu de 2,5 à 4 *cm* entre celle-ci et les sections terminales des poutres.

Pour les *filets de mur* ou *semelles*, qui ne sont admissibles qu'aux retraites, on ne doit employer que du bois résistant d'arbres entièrement développés. On leur donne comme section ${}^{10}/_{13}$, au maximum ${}^{12}/_{13}$, et on les place de manière qu'elles affleurent l'arête extérieure du mur de dessous.

L'*ancrage des façades* se fait au moyen de poutres isolées allant d'un mur à l'autre. A cet effet, on ne doit utiliser que les poutres se trouvant au-dessus des pieds-droits (trumeaux, etc.). Les bandes de fer des ancres de poutres qui sont fixées aux solives ont environ 1 à 1,25 *m* de long, 1 *cm* d'épaisseur et 4 à 5 *cm* de large; la fixation se fait au moyen de clous et d'un crampon enfoncé à cheval sur la bande, en avant d'une surépaisseur servant d'épaulement. L'œil à l'autre extrémité de la bande reçoit la clavette d'ancrage ou verrou, ayant environ 1 *m* de long et une section 1,5 × 4 *cm*. Les murs de pignon sont affermis au moyen de tirants reliant entre elles 3 ou 4 solives.

2. PLANCHERS INTERMÉDIAIRES

Plafond clayonné. 1 m^2 de superficie de plafond clayonné exige : 1 latte de 7,5 *m* de long, 12 *cm* d'épaisseur en son milieu, 0,4 m^3 de terre franche défaite, 0,3 botte de paille. — 1 m^2 de *plafond de* 13 *cm* d'épaisseur (les solives non déduites) exige 0,025 m^3 de bois de clayonnage, 0,1 m^3 de terre franche défaite et 0,3 botte de paille. — 1 m^2 de plafond clayonné *de* 26 *cm* de haut (les solives distantes les unes des autres d'environ 1 *m* non déduites) demande 0,025 m^3 de bois de clayonnage, 0,16 m^3 de terre franche et 0,42 botte de paille. Lorsque les solives sont plus épaisses, il faut, par *cm* de surépaisseur, ajouter 0,008 m^3 de terre franche et 0,02 botte de paille. Lorsque la face inférieure des poutres est recouverte de paille, et lorsque le plafond entier est enduit de terre franche, il faut ajouter 0,02 m^3 de terre franche et 0,07 botte de paille par m^2.

c. Aires.

1. PLANCHERS

En général, la solivure des plafonds sert à fixer les planchers. Cependant, si ceux-ci reposent sur voûtes ou sur le sol, les soliveaux (gîtes) d'environ $^{10}/_{12}$ et $^{12}/_{15}$ *cm* et distants d'environ 0,8 à 1,1 *m* que nécessitent ces deux cas, doivent être disposés dans un lit de matières sèches dépourvues de corps putréfactifs. Ce balastage doit dépasser de 3 *cm* au moins le point le plus haut de la voûte. Lorsque les planches reposent directement sur le sol, le lit, se composant de décombres, de sable, de poussier, etc., doit être particulièrement soigné, car la formation de champignon est très facile. Dans les espaces non habités, le mieux est de disposer les soliveaux sur de petits piliers en maçonnerie et d'assurer au moyen d'ouvertures convenablement disposées, l'existence de courants d'air constants.

2. AIRES PAVÉES

1. *Pavage ordinaire en pierres.* Les différents pavés doivent être autant que possible de même grosseur.

2. *Pavage avec grands galets.* Par 10 m^2 de superficie et 21 *cm* d'épaisseur, il faut 2 m^3 de galets et 1,6 à 0,4 m^3 de gravier; pour 13 à 16 *cm* d'épaisseur, il faut 1,6 m^3 de galets. — 1 m^2 de superficie de pavés de Liège demande 1 m^2 de pierres de taille que l'on place dessus. Bombement ou voussure $= {}^1/_{16}$.

3. *Carrelage.* Les carreaux sont disposés dans du mortier de chaux ou de ciment. Il faut par 10 m^2 : 0,3 m^3 de mortier et 0,8 à 1,6 m^3 de

sable pour le lit; suivant la grosseur des carreaux, on emploie plus ou moins de mortier; on peut compter, par 10 m^2, sur une augmentation de mortier de 0,03 m^3 pour chaque diminution de 8 *cm* dans la longueur des côtés des carreaux.

4. *Pavage en bois.* Ce pavage s'effectue avec des cubes en bois de 20, 25 ou 30 *cm* de côté, c'est-à-dire il demande par m^2 respectivement 25,16 et 12 pavés. A Londres, les pavés de bois pour les chaussées sont des parallélipipèdes de 16 *cm* de haut, 20 à 25 *cm* de large et 10 *cm* de largeur dans le sens perpendiculaire. Les pavés en bois reposent sur un lit de sable de 20 *cm* d'épaisseur, reposant à son tour sur une double rangée de planches goudronnées avec joints couverts. Chaque file de pavés est séparée de sa voisine par une rainure de 2 *cm* de large. Tous les pavés étant bien maintenus, on coule de l'asphalte dans les joints, et l'on recouvre entièrement l'aire pavée d'une couche de gravier de la grosseur de pois.

5. *Pavage en briques.* 1 m^2 de pavage en briques, à joints coulés et posées de champ, demande 33 briques et 3 *l* de mortier. — 1 m^2 de pavage en briques posées à plat, et reposant sur un lit de mortier de 12 *mm* d'épaisseur, exige 31 briques et 17 *l* de mortier. — 1 m^2 de pavage en briques tournées de champ, sans lit de mortier, demande 56 briques, 11 *l* de mortier. — 1 m^2 en briques de champ, sur lit de mortier, exige 56 briques et 23 *l* de mortier.

3. AIRES DE REPOUS

1. *Aires asphaltées.* Les aires asphaltées pour caves, cuisines, magasins, écuries, trottoirs, etc., avec lit en briques mises à plat ou de champ, demande par m^2 de superficie et pour une épaisseur d'asphalte de 2 *cm* : 40 *kg* d'asphalte, 2 *kg* de goudron, 20 *kg* de gravier.

Pour de plus grandes épaisseurs, on peut compter que la dépense est proportionnelle à l'épaisseur. Pour les aires qui doivent être particulièrement bonnes et durables, on étend d'abord une couche d'asphalte de demi-épaisseur, et ensuite sur cette couche comme lit on étend la seconde couche.

2. Les *trottoirs* avec asphalte de 1,3 *cm* d'épaisseur exigent, par m^2, 7 *kg* d'asphalte et un volume égal de sable.

3. *Aires de repous au mortier de chaux* (terrazzo de Venise). Elles demandent par m^2 :

Tuiles pilées grossièrement	Fine farine de briques.	Fragments de marbre.	Chaux éteinte	Couleurs minérales.	Huile de lin.
0,11 m^3	0,04 m^3	14 *kg*	0,96 m^3	0,4 à 0,5 *kg*	0,2 *kg*

Cette sorte d'aires se compose de deux couches superposées; l'inférieure de 10 *cm* d'épaisseur est formée de 3 $^1/_2$ parties de tuiles grossièrement pilées, 1 partie de chaux éteinte et 1 à 2 parties de farine de briques; mélange dans lequel on comprime des fragments de marbre.

4. *Aires de repous à la terre franche.* Les aires de granges ont de 26 à 31 *cm*, celles des chambres, 13 à 16 *cm*; celles sur la poutraison de toiture, 6 à 8 *cm* d'épaisseur.

1 m^2 d'une ces aires, ayant 8 *cm* d'épaisseur, exige : 0,1 m^3 de terre franche remuée et 0,1 à 0,2 botte de paille froissée ou petite paille.

5. *L'aire d'une grange* de 31 *cm* d'épaisseur demande par m^2 : 0,47 m^3 de terre franche creusée et 0,01 tonne d'eau de goudron.

d. Garnitures des portes et croisées.

1. *Battants de fenêtre.* Largeur 0,5 à 0,8 *m*; épaisseur 3 à 5 *cm*.

2. *Croix* ou *croisillons de croisée.* Largeur 4 à 5 *cm*, épaisseur 8 *cm*.

3. *Châssis à verre* ou *à carreaux* ou *cadres de croisée.* Jusqu'à 1,4 *m* de haut ils demandent de chaque côté 2 pattes en bois, et jusqu'à 2,5 *m* de haut, 3 pattes en bois; comme planches, il en faut de $^1/_2$ à $^5/_6$ de la baie de fenêtre. (Les épaisseurs supérieures à 4 *cm* sont ramenées à cette épaisseur.)

4. *Vitrières* ou *barlotières en fer.* Largeur 7 *mm*, épaisseur 2 *mm*.

5. *Peinturage des fenêtres.* Le rapport de la baie ou jour dans œuvre de fenêtre à la surface de peinturage est

1 :	2 $^1/_2$	pour croisées à	2 vantaux.
1 :	2 à 2 $^1/_2$	»	4 »
2 :	1 $^1/_2$	»	6 »

La largeur des bois ne doit pas dépasser 6,5 *cm*.

6. Une *huisserie* demande comme bois 2 fois la hauteur et la largeur intérieures + 1,5 *m*.

7. *Portes lattées.* Pour 2 bandes et 1 lien incliné, on compte $^1/_5$ de la surface totale; pour le cas de 2 emboîtures, on compte $^1/_6$ de la surface totale; en dehors de cela, on compte par m^2 : 9 *m* courts de lattes et 20 clous à lattes.

8. *Portes d'étable.* Pour bandes et traverses clouées, on compte en planches $^1/_5$ de la surface de la porte et par m^2 : 13,3 clous.

e. Installation des foyers et installations de chauffage.

α. *Grilles.* Les barreaux de grille en fer ou en fonte doivent reposer librement. La surface de grille totale = $^1/_{18}$ à $^1/_{30}$ de la surface de chauffe; on compte que 1 m^2 de surface de grille peut brûler de 80 à 90 *kg* de houille par heure.

La surface libre (surface des vides compris entre les barreaux) comporte :

$^1/_4$ de la surface de grille totale pour la houille.

$^1/_8$ à $^1/_7$ de la surface de grille totale pour le bois et la tourbe.

La largeur des vides entre barreaux égale :

13 *mm* pour la houille	4,3 *mm* pour lignite s. forme spéciale
6,5 » pour le bois et la tourbe	8 à 13 » » anguleux.

β. *Foyers.* Longueur 1,7 *m*, largeur 0,6 *m*; un foyer exige 200 briques, 75 tuiles, 750 *l* de terre franche.

γ. *Fumoirs* ou *chambres à fumer la viande.* La longueur et la largeur d'une telle chambre doivent être au moins de 1,5 à 2 *m* et la hauteur d'au moins 1,5 à 2,2 *m* : En Allemagne, d'après les ordonnances de police, elles doivent être entièrement massives et munies de portes et fenêtres doublées en fer ou en tôles. Les tuyaux d'introduction et d'échappement de la fumée doivent avoir seulement 3 *cm* de diamètre.

δ. *Tuyaux de cheminée*, cheminées.

L'ordonnance de police française de 1843, art. 4, dit qu'il est interdit de poser les bois des combles et des planchers à moins de 0,16 *m* de toute face intérieure des tuyaux et autres foyers (en Allemagne, la cote minimum est de 0,21 *m*). Lorsque les parois latérales de la cheminée sont libres, l'espace compris entre la cheminée et les parties en bois doit être rempli d'une double couche de tuiles noyées dans du mortier.

Les tuyaux en fer doivent être distants d'au moins 0,63 *m* des pièces de bois.

Ou bien d'après l'ordonnance de police de 1843 :

Art. 11. Les tuyaux de poêles et tous les autres tuyaux conducteurs de fumée, en métal, devront toujours être isolés, dans toute leur hauteur, d'au moins 0,16 *m* des cloisons dans lesquelles il entrerait du bois.

Lorsqu'un tuyau traversera une de ces cloisons, le diamètre de l'ouverture faite dans la cloison devra excéder de 0,16 celui dudit tuyau.

Art. 12. Aucun tuyau conducteur de fumée en métal ne pourra traverser un plancher où un pan de bois, à moins d'être entouré au passage par un manchon en métal ou en terre cuite. Le diamètre de ce manchon excédera de 0,10 *m* celui du tuyau, de manière qu'il y ait partout entre le manchon et le tuyau un intervalle de 0,05 *m*.

Les dimensions des tuyaux ascendants sont au moins de 40 sur 47 *cm* et celles des tuyaux russes 13 sur 13 à 21 sur 21 *cm*.

Dans un tuyau russe on ne peut faire déboucher que 3 tuyaux ordinaires de fourneaux de chambre, soit qu'ils débouchent tous au même étage, soit à des étages différents. Un fourneau de cuisine compte pour deux fourneaux de chauffage ordinaires, à l'exception des cas où, par suite de l'installation, la partie de la cheminée correspondant au dit fourneau est parfaitement déterminée.

L'épaisseur des parois latérales et des languettes de cheminée (côtières) est égale au moins à une demi-brique; dans le cas de

chauffages actifs et continus cette épaisseur peut être portée jusqu'à 2 briques.

Les cheminées ou les tuyaux en *une ligne* dépassant le toit de 1,25 *m*, doivent avoir des parois latérales de 1 brique d'épaisseur ou bien doivent être ancrés solidement; l'ancrage est toujours nécessaire lorsque la hauteur au-dessus du toit est supérieure à 2,5 *m*. — La longueur libre de tuyaux isolés dont la largeur du logement n'est pas supérieure à 0,6 *m* ne peut pas dépasser 3,8 *m* sans introduction de renforts; s'il existe 2 ou plusieurs tuyaux les uns à côté des autres, la hauteur libre ne doit pas dépasser 5 *m*. Les tuyaux doivent dépasser au moins de 30 *cm* le faîte du toit.

Le dévoiement des cheminées ne peut pas dépasser 45° par rapport à la verticale. Les angles ainsi formés doivent être arrondis suivant des arcs de cercle d'au moins 1 *m* de rayon.

Ouvertures latérales. Chaque tuyau doit être muni de portes en fer de dimensions convenables, à sa partie inférieure et au-dessus du grenier, et, en plus, il doit y avoir de ces portes en fer toutes les fois que le tuyau a changé 2 fois de direction et, de plus, de sa longueur.

Les portes de nettoyage ne doivent jamais se trouver sous une rampe d'escalier et doivent être distantes d'au moins 1 *m* de toute pièce de bois. Le pavage devant ces portes doit dépasser la porte de 0,6 *m* de chaque côté et avoir 0,6 *m* de large.

Dépense en briques par *m* d'élévation pour :		Isolée ou libre sur		
		tous les côtés	trois côtés	deux côtés
Cheminées de cuisine.				
Tuyaux simples...	de 42 sur 45 *cm.*	120	78	52
Tuyaux doubles...		180	130	104
Tuyaux triples....		286	182	156
Tuyaux quadruples		351	234	208
Tuyaux russes.				
Tuyaux simples...	de 13 sur 20 *cm*	65	46	32
Tuyaux doubles...		104	78	58
Tuyaux triples....		143	104	78
Tuyaux quadruples	de 13 sur 21 *cm.*	208	130	117

Dépense en mortier.

Dans le cas de cheminées libres, il en faut pour maçonner et crépir intérieurement 1000 briques : 1 m^3 pour les grands feux, 0,8 m^3 pour les feux moyens et 0,7 m^3 pour les petits feux, et pour

crépissage extérieur, il faut respectivement 0,37 m^3, 0,31 m^3 et 0,22 m^3 de mortier suivant la grandeur du feu.

1000 briques pour cheminées d'un feu de forge ou d'un four à cuire demandent, pour leurs maçonnage et crépissages intérieur et extérieur :

1,1 m^3 de mortier pour les grands feux,
0,93 m^3 pour les feux moyens et
0,74 m^3 pour les petits feux.

2. INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE

α. *Fourneaux.* Ils ne peuvent être placés que vers des parois massives à au moins 10 *cm* de celles-ci; ils doivent être distants de toute charpente d'au moins 0,63 *m*, la même distance est à observer entre le couvercle du fourneau et les solives ou les plafonds clayonnés. Les parois en bois, situées à une distance plus faible que celle indiquée, doivent être recouvertes d'un mur d'une demi-brique d'épaisseur. Pour amener 100 m^3 d'air à la température de 20° C en 1 à 2 heures, quelle que soit la température de l'air extérieur, il faut 6 m^2 de surface de chauffe dans le cas d'un fourneau en carreaux de briques glacées et 1,1 à 1,3 m^2 dans le cas d'un fourneau en fer. Pour chauffer l'intérieur d'un bâtiment de fabrique isolé jusqu'à une température de 10 à 11° C, il suffit d'une surface extérieure de tuyaux de cheminée de 1,6 m^2 par 100 m^3 d'air.

Dans le chauffage par cheminée, on utilise environ de 10 à 12 °/₀ de la quantité de chaleur produite par le combustible; dans le cas de chauffage par fourneaux, la chaleur utilisée peut atteindre 70 jusqu'à 90 °/₀ de la chaleur produite.

β. *Chauffage par canaux.* Si les canaux sont en briques ou en carreaux de brique glacée, ils ont comme hauteur et largeur intérieures celles correspondant aux dimensions d'une brique. Les tuyaux en terre cuite ou en fer ne doivent pas avoir moins de 21 *cm* de diamètre. Les canaux calorifères ont une section de 0,07 m^2 pour une longueur de 31 à 38 *m*; la pente des canaux par *m* court est au moins de 2 *cm*, la cheminée doit avoir à peu près comme hauteur le ¹/₂ de la longueur de canalisation; la boîte à feu ou foyer mesure 0,8 à 0,9 *m* de long, 0,5 à 0,6 *m* de large, il est recouvert d'une plaque de fer ou bien d'une voûte ayant ¹/₂ brique d'épaisseur. (Comparez Serres.)

γ. *Calorifères à air.* Les canaux conducteurs de l'air chaud doivent avoir au moins 0,04 m^2 de section; pour espaces ordinaires on prend une section de 0,05 m^2; pour les grands espaces, la section doit être de 0,05 à 0,08 m^2.

Les canaux conduisant l'air froid à la chambre de chauffage ont pour section totale les ³/₄ de la somme des sections des canaux

conducteurs de l'air chaud, lorsque la chambre de chauffage est alimentée avec de l'air atmosphérique.

La chambre de chauffage doit être disposée de telle manière que, entre le fourneau et les parois d'enceinte, il y ait un intervalle de 0,3 à 0,5 *m*.

Les parois d'enceinte sont doubles avec un espace vide de $^1/_4$ à $^1/_2$ brique de large; la partie extérieure de la paroi ne doit pas dépasser $^1/_2$ brique d'épaisseur.

Pour amener 100 m^3 d'air extérieur ayant une température quelconque, à 20° C, il faut :

1,2 à 1,6 m^2 de surface du fourneau en contact avec le feu et 0,16 à 0,32 m^2 de surface de grille.

Le mieux est de faire usage d'appareil de chauffage en fonte avec revêtement en argile réfractaire.

δ. *Chauffage à la vapeur.* 100 m^3 d'air chauffé dans les conditions sus-mentionnées exigent une surface de chauffage de 6,4 m^2. Les tuyaux en fonte ont 1 *cm* d'épaisseur; dans les chambres non humides, on emploie des tuyaux en tôle étamée ou galvanisée (zinguée), peints en noir extérieurement et intérieurement. Le chauffage à la vapeur est à recommander dans les fabriques ou usines possédant des machines à vapeur à haute pression; il est souvent aussi employé pour le chauffage des salles, habitations, etc.

ε. *Chauffage à eau chaude et à haute pression.* Toute la canalisation se compose de tuyaux d'environ 5 *cm* de diamètre extérieur et 2,5 *cm* de diamètre intérieur; la sixième partie de la canalisation est tournée en spirale et soumise dans un foyer à l'action directe du feu. Température de l'eau = 150 à 200° C pour une pression de 6 à 15 atmosphères. On compte pour 100 m^3 d'air : 2,5 m^2 de surface de chauffe de tuyaux, 0,30 m^2 de contact direct avec le feu, 0,03 m^2 de surface de grille. Le réservoir d'expansion doit être hermétiquement fermé.

ζ. *Chauffage à air chaud et à basse pression.* La grandeur de la surface de chauffe dépend de la température de l'eau amenée aux appareils chauffeurs (fourneaux cylindriques, fourneaux à tubes), de la grosseur, de la nature du combustible, de la température extérieure; des surfaces transmettantes, de la localité, de la hauteur des étages, du degré de ventilation naturelle produite par la fermeture imparfaite des portes et fenêtres, de la ventilation artificielle; de la nature des surfaces extérieures des appareils chauffeurs (si elles sont rugueuses ou polies, foncées ou claires).

On compte pour 100 m^3 d'air une surface de chauffe de fourneau ou de registre de 5 m^2; une surface en contact avec le feu de 0,43 m^2 et une surface de grille de 0,05 m^2.

Les dimensions des tuyaux conduisant l'eau de la chaudière aux appareils chauffeurs, ainsi que ceux conduisant l'eau refroidie dans la chaudière, dépendent de la surface de chauffe des tuyaux, des courbures de ceux-ci, du frottement de l'eau contre les parois, etc.

f. Ventilation.

Dans les espaces fermés, l'air est vicié par la respiration et la transpiration des hommes et des animaux, par l'éclairage et par les traitements mécaniques et chimiques de matières qui entraînent la production de gaz.

L'air pur contient au maximum 0,6 ‰ d'acide carbonique et il est saturé à 15° C par 13 *g* de vapeur d'eau. Un homme fait, produit par la respiration dans une heure 0,02 m^3 d'acide carbonique et 60 *g* de vapeur d'eau. Un bec de gaz (bec fendu) ayant un pouvoir éclairant de 1 carcel et dépensant 140 *l* de gaz par heure, engendre à l'heure d'après Trisman, 0,093 m^3 d'acide carbonique. Le développement horaire de chaleur d'un homme fait est environ de 130 calories; 1 m^3 de gaz produit 5500 calories.

D'après ces données, voici, d'après *Morin*, la quantité d'air nécessaire par personne et par heure pour différents cas.

Dans les hôpitaux :	
Salles pour maladies ordinaires	70 m^3,
» d'opérations chirurgicales	80—100 »
» pour maladies contagieuses	150 »
Dans les prisons	50 »
Dans les casernes :	
de jour	30 »
de nuit	40—50 »
Dans les ateliers :	
ordinaires	60 »
malsains	100 »
Dans les théâtres et les salles de concert	40—50 »
Dans les salles de conférence, d'assemblée	60 »
Dans les écoles :	
pour enfants	15—20 »
pour adultes	30—35 »
Pour les écuries de chevaux	180—200 »

Dans les chambres habitées ordinaires, on compte, par heure, sur une quantité d'air renouvelée = 1 à 2 fois le contenu de la chambre. Il suffit, par tête et par heure, d'une capacité de 15 à 20 m^3.

L'air frais de ventilation ne doit pas avoir une température sensiblement inférieure à celle régnant dans l'espace à ventiler. Il faut, par conséquent, dans beaucoup de cas, chauffer l'air de ventilation avant de l'introduire dans l'espace à ventiler. Comme ce chauffage diminue la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air, il faut, par évaporation, restituer à cet air une quantité d'eau correspondant à cette diminution.

La vitesse de l'air entrant ne doit pas dépasser 1,25 *m* par seconde.

MOYENS DE RENOUVELER L'AIR

1. La ventilation *naturelle* est basée sur la différence des températures de l'air extérieur de ventilation et de l'air réchauffé de l'espace à ventiler. Elle se fait par des canaux se trouvant autant que possible dans les murs de refend ; le réglage se fait au moyen de clapets ou de tiroirs.

Désignons par L la quantité d'air s'écoulant par seconde en m^3, par V la vitesse d'écoulement en m, par H la hauteur du canal en m, t la température de l'air chaud, t_1 celle de l'air froid ; la section du canal en m^2 est alors

$$f = \frac{L}{V} \quad \text{et} \quad V = 0{,}5\sqrt{2gH}\sqrt{\frac{t - t_1}{273 + t_1}}.$$

La ventilation peut être obtenue :

a) Par la différence naturelle des températures de l'air à l'intérieur et à l'extérieur.

b) Par le chauffage artificiel de l'air d'émission, ou bien par un bec de gaz brûlant devant l'ouverture d'émission, ou bien par l'une des sources de chaleur déjà existantes (lustres, gaz produits par le chauffage, etc.).

c) Par l'introduction d'air frais chauffé.

D'après les recherches de *Degen*, on a le tableau suivant, dans lequel a représente le volume de gaz en m^3 brûlé par heure, b celui de l'air éconduit en m^3 correspondant à $a = 1$.

a	b	a	b	a	b
0,2	1900	0,8	700	1,2	500
0,4	1400	1,0	600	1,4	450

Dans les cheminées basses, la quantité d'air éconduite est proportionnelle à la racine carrée de la hauteur de la cheminée.

2. La ventilation *artificielle* par soufflement ou par aspiration repose sur l'augmentation ou la diminution de pression d'une colonne d'air.

Pour produire cet effet, on se sert de ventilateurs centrifuges, à vis et à jet de vapeur (injecteurs ou éjecteurs).

Avec les ventilateurs à vis commandés directement par l'eau ou la vapeur, on compte par 1000 m^3 d'air : 8 *kg* de vapeur ou 0,67 m^3 d'eau à 3 atm. de pression.

Pour les ventilateurs à jet de vapeur, on a le tableau suivant :

Diam. minimum		Quantité d'air par min. en m^3	Diam. minimum		Quantité d'air par min. en m^3
du tuyau à vapeur en *mm*	du tuyau à air en *mm*		du tuyau à vapeur en *mm*	du tuyau à air en *mm*	
10	160	6	60	1100	400
20	300	25	70	1200	475
35	550	100	80	1500	625
50	900	250			

g. Éclairage.

1. ÉCLAIRAGE PAR LA LUMIÈRE DU JOUR

1. Si, dans un espace (chambre) modérément grand, aucune des dimensions n'est double de l'une des autres, l'éclairage de cet espace est suffisant si le produit de la surface de l'ouverture pratiquée dans le mur par la hauteur de cette ouverture est égal à au moins $^1/_{10}$ de la capacité de l'espace à éclairer.

2. Les pouvoirs éclairants de deux fenêtres de même surface, mais de hauteurs différentes, sont entre eux (pour le même espace) comme ces hauteurs.

3. Dans les cas où les conditions concernant le nombre et la grandeur des fenêtres ne sont pas données à priori, on peut, pour l'éclairage, se servir des données suivantes :

Le rapport de la surface en plan de l'espace à éclairer à la surface des ouvertures des croisées en supposant des espaces de hauteur moyenne est compris :

Pour les salles d'exposition bien éclairées, entre $^1/_8$ et $^1/_2$.

Pour les ateliers demandant beaucoup de lumière, entre $^1/_5$ et $^1/_3$,

Pour les magasins convenablement éclairés, entre $^1/_{10}$ et $^1/_5$.

2. ÉCLAIRAGE PAR LE GAZ *)

Pour le nombre des becs nécessaires à l'éclairage d'un espace, les données suivantes peuvent servir de base.

*) Voir page 887.

Surface en plan de l'espace m^2	Hauteur de l'espace m	Nombre des flammes de gaz	Hauteur des flammes au-dessus du sol m
22	4	2—3	2,0—2,2
32	4,5	5—6	2,2—2,5
56	5,4	9—12	2,5—2,8
100	7,0	16—20	2,8—3,4
156	9,5	25—30	3,4—4,0
246	12,5	40—45	4,0—4,6
350	14,0	60—70	4,6—5,3
480	15,5	100—120	5,3—6

Les becs de gaz sont à disposer au-dessus de l'espace à éclairer en groupe, ou bien on divise la vue en plan en autant de carrés que de becs et dans chaque carré on dispose une flamme ; pour l'uniformité dans l'éclairage, il faut, en dehors des lustres centraux, disposer, lorsque c'est possible, des bras appliques.

Dans les salles de fête, le nombre des flammes donné ci-dessus est à doubler.

Un bec de gaz normal (bec Argand brûlant 0,15 m^3 par heure et ayant un pouvoir éclairant de 2 carcels) peut éclairer un espace de 25 m^3.

Dans les espaces ayant plus de 10 m de haut, il est convenable de placer la pointe inférieure du lustre central à $^1/_3$ de la hauteur de l'espace.

h. Distribution des eaux.

Diamètres intérieurs des conduites d'eau dans l'intérieur des maisons :

	Diam. intérieur des tuyaux	
	d'arrivée	de décharge
1. Pour un lavoir de cuisine.	1,3 *cm*	5 *cm* pour tuyaux debout. 6,5 *cm* pour tuyaux couchés.
2. Pour une cuvette.....	1,3 »	2,5 *cm*.
3. Pour un water-closet....	2,0 »	10,0 à 12,5 *cm* pour tuyaux debout. 12,5 à 20,0 *cm* pour tuyaux couchés.
4. Pour une baignoire, une douche.....	2,0 »	Comme 1.

La dépense en eau comporte journellement par tête de la population : dans une ville 100 à 200 *l*, dans une famille environ 90 *l*; pour un cheval de force moyenne, nourri de substances sèches, il faut, y compris le pansement et le nettoyage de la stalle 40 à 50 *l*; pour une vache nourrie à l'herbe une partie de l'année, il faut, y compris le nettoyage de la bête et de l'étable, 30 *l*; pour un mouton, paissant une partie de l'année, et auquel on donne souvent en hiver des raves, navets, il faut 2 *l*.

Pour un porc, auquel on donne déjà une partie des eaux employées dans le ménage, il faut 2 à 3 *l*.

Par m^2 de jardin, pour un arrosage, 1 à 3 *l*.

Par m^2 de chemin dans un sol sablonneux, pour un arrosage, 1 à 1,5 *l*.

Pour arrosage et lavage des water-closets, il faut par tête et par jour 10 à 15 *l*.

i. Installation des cabinets d'aisance.

Les conditions générales de situation sont les suivantes. Ils doivent se trouver facilement, sans toutefois avoir une position trop choquante. La fermeture doit empêcher les mauvaises odeurs de se répandre autour des maisons d'habitation ; le chemin y conduisant doit être exempt de courants d'air ; la température dans les cabinets doit être agréable ; la lumière et l'air doivent s'y trouver en quantité satisfaisante. La meilleure exposition est le nord.

k. Télégraphie à l'intérieur des habitations.

Une batterie de 4 éléments est suffisante pour une maison d'habitation de 3 à 4 étages ; la durée d'un courant constant sans renouvellement des substances constituant les piles est au maximum de deux ans : les conducteurs de cuivre durent environ 10 ans.

Dans le cas de sonnettes électriques ordinaires, on peut compter 20 fr. pour frais d'installation par chambre ; les installations de tableaux indicateurs portent la dépense au double.

Les fils conducteurs sans les sonnettes, la pose comprise (lorsqu'elle a lieu avant le revêtement des parois), revient à peu près à 0,40 fr. par *m* ct.

Les frais d'entretien pour une maison d'habitation reviennent par an à environ 5 fr.

VII. INSTALLATIONS SPÉCIALES

A. INSTALLATION DES CHAUDIÈRES *)

Tableau des poids et capacité des chaudières à brasser, à cuire et à laver.

Diam. en *m*	Hauteur en *m*	Contenu en *l*	Poids en en *kg*	Diam. en *m*	Hauteur en *m*	Contenu en *l*	Poids en *kg*
0,95	0,55	400	50	1,30	0,70	900	110
1,00	0,60	500	65	1,45	0,75	1200	125
1,10	0,65	630	80	1,60	0,80	1550	140
1,20	0,65	750	95	1,75	0,85	2000	160

Murage ou scellement des chaudières.

Soient :

β l'ouverture du registre, l la longueur des carneaux, a la longueur du côté ou le rayon de la section intérieure de la cheminée et h la hauteur de celle-ci ; si toutes les dimensions sont en m on a d'après Manger.

$$\beta = \frac{0{,}1\,(1 + 0{,}2\,a)\,l}{\frac{1}{2}\,l + \frac{1}{8}\,(h - l)} \text{ pour les chaudières à vapeur,}$$

$$\beta = \frac{0{,}1\,l}{3\,l + h} \text{ pour les autres chaudières.}$$

Par suite de la quantité de fumée produite lors de la mise en train, il est avantageux d'augmenter de $^1/_3$ les résultats obtenus avec ces formules. La section des carneaux $= \beta$, la section intérieure au-dessus de l'autel $= 1\ ^1/_8\ \beta$. La section de tirage de la grille est à prendre égale à $2\ \beta$.

Dépense en matériaux pour chaudière à vapeur. — Pour murer ou encastrer dans la maçonnerie une chaudière à vapeur de 1.4 à 1,6 m de diamètre et de 3,8 m de long, sans compter la maçonnerie de fondation de 4,7 m de long et 2,5 m de large, il faut 2000 briques et 1,7 m^3 de mortier.

Si les chaudières sont plus longues, on additionne aux chiffres mentionnés 410 briques et 0,35 m^3 de mortier par mètre de longueur ajouté.

*) Pour les dimensions et proportions des chaudières à vapeur, voir page 505.

Pour le revêtement du foyer, il faut la dixième partie de ce que nous venons d'indiquer en briques réfractaires et, pour chaque centaine de briques, il faut comme mortier un mélange de 50 *kg* de farine de briques réfractaires et 0,03 m^3 d'argile.

Cheminées pour fabriques *). — La section ronde est la plus convenable, parce que c'est elle qui offre le moins de prise au vent, qui contrarie le moins le mouvement tournant de la fumée ; de plus, par suite du petit pourtour, par rapport à la surface de la section, c'est elle qui perd le moins de chaleur et qui demande le moins de matériaux pour sa construction. La section octogonale présente à peu près les mêmes avantages que la section circulaire ; la section carrée est la moins à recommander.

Le rapport de la largeur de la sole de fondation à la hauteur totale de la cheminée = $^1/_8$ à $^1/_7$, largeur du socle ou diamètre de la cheminée au niveau du sol = $^1/_{10}$ de la hauteur totale. *Von Reiche* recommande de terminer la cheminée en cône ou de le faire par un chapiteau.

B MAGASINS

1. Pour *magasins à blé, greniers, silos*, etc., v. p. 1054.

2. *Magasins à farine.* — 1 tonneau de 1 *m* de long, 0,7 de diamètre, contient 3,3 *hl* de farine ; on ne dispose pas plus de trois séries de tonneaux, les unes au-dessus des autres ; on dispose deux files de tonneaux l'une à côté de l'autre, entre ces files de tonneaux, on ménage un passage de 1,25 *m* de large.

De cette façon, il faut, par 30 tonneaux, les passages non compris, une surface de 3,5 *m* de long et 2 *m* de large. La hauteur de l'étage doit être au moins de 2,8 *m* dans œuvre. 1 *hl* de farine pèse 47 *kg*. 1 *hl* de farine tassée pèse 56 *kg*.

3. Les *magasins à sel* ont 1, au maximum 2 étages d'au moins 2,8 *m* de haut.

Les tonneaux à sel ont les mêmes dimensions que les tonneaux à farine et pèsent environ 204 *kg*.

Chaque m^2 du sol est chargé d'environ 800 *kg* lorsqu'il y a 3 couches de tonneaux les unes sur les autres.

Fenêtre : 0,95 à 1,1 *m* de large, 1,25 de haut.

On en dispose une dans chaque intervalle compris entre deux maîtresses poutres.

Les évents de 1,6 *m* de large et 1,25 de haut sont munis de contrevents à charnière.

---

*) Voir page 510.

C. HANGARS, REMISES POUR OUTILS ET VOITURES

Les hangars sont des remises légèrement construites, avec toit, mais sans parois latérales de fermeture. L'aire est habituellement pavée, souvent aussi non pavée. Le toit, léger et peu élevé, est à relier solidement avec les parois, afin d'empêcher son enlèvement par le vent. Il faut le moins possible de piliers à l'intérieur ; on fait usage de maîtresses-fermes simples, mais bien étayées, le plus souvent en bois.

1 chartil (char de moisson) avec timon : 6,30 à 7,50 *m.* de long ; sans timon : 3,80 à 4,80 *m.* de long et 2,00 à 2,20 *m.* de large ;

1 char à fumier avec timon : 6,30 à 6,80 *m.* de long ; sans timon : 2,50 à 3,00 *m.* de long et 2,00 à 2,20 *m.* de large ;

1 charrue : 2,50 à 3,00 *m.* de long, 1,30 à 1,70 *m.* de large ;

Chaque herse (tournée de champ) prend une surface de 0,50 m^2 ;

1 faucheuse ou moissonneuse a 6,20 *m* de long, 3,60 *m* de large ; à la longueur, il faut ajouter 3,50 *m* pour le timon ;

1 semoir en lignes : 3,00 *m* de long, 2,30 *m* de large ;

1 locomobile : 3,00 *m* de long, 1,80 *m* de large ;

1 semoir à la volée : 4,00 *m* de long, 4,00 *m* de large.

1 voiture (carrosse) sans timon : 3 à 4 *m* de long, 1,6 à 1,9 *m* de large, 2,8 *m* de haut ; avec timon : longueur 6,3 *m*.

1 pompe à incendie sans timon : 3 *m* de long, 1,6 *m* de large, 1,9 *m* de haut ; avec timon : longueur 5,4 *m*.

Pour scier et couper le bois, il faut une superficie de 6 à 10 m^2 ; pour les bois propres à la fabrication d'ustensiles, la longueur de l'emplacement se prend égale à celle des planches ; sellerie : 24 à 30 m^2.

Les portes pour les remises à voitures doivent avoir au moins 2,5 *m* de large ; les chariots de transports ou voitures de roulage ont au moins 4,4 *m* de large, 3 *m* de haut ; les piliers entre les portes doivent avoir au moins 2 $^1/_2$ briques de large et 3,5 *m* de haut.

D. SERRES

Il faut placer, où c'est possible, la façade principale du côté sud-est.

1. *Température* : *a*) du conservatorium ou serre froide 1° à 6° C,
b) tépidarium ou serre tiède 6 à 13° C,
c) calidarium ou serre chaude 10 à 18° C.

2. Inclinaison du toit 30 à 40° ; les fondations arrivent à 5 *cm* au-dessus du sol ; le mur de face a le plus souvent 1,25 à 1,60 *m* de haut.

Les poteaux doivent être au maximum à 1,3 *m* (de milieu à milieu)

les uns des autres; les chevrons mesurent 10 sur 20 *cm* de section, les feuillures dans les chevrons ont 2,5 *cm* de large, 1,3 *cm* de profond; les feuillures inférieures de 6,5 *cm* de large doivent être faites jusqu'à 0,6 *m* au-dessus du milieu de la largeur des vitres, afin de pouvoir glisser le chassis inférieur de 0,60 *m* en dessous du supérieur. Les châssis ou cadres ont ordinairement 6,5 *cm* de large et 4 *cm* d'épaisseur; les croisillons ont 2,5 *cm* de large; les angles sont protégés par des réglets ayant des branches de 10 à 20 *cm*.

3. *Chauffage.*

α. *Par des canaux à fumée.* Le fourneau a ordinairement 1,25 *m* de long, 0,5 à 0,6 de large, 0,5 de haut et se trouve à environ 1,25 *m* au-dessous du sol de la serre; le couvercle est voûté et a 26 *cm* d'épaisseur. L'aire de la serre s'élève de 16 *cm* vers le canal. Celui-ci s'élève par 2 à 3 *m* de long de 0,3 *m* et plus: la sole, se composant d'abord d'une couche de 1 brique, puis de deux couches de tuiles, repose sur la maçonnerie de fondation; les parois latérales ont 26 *cm* de haut, le mieux est d'utiliser des plaques d'argile; le dégagement doit avoir lieu au moins à 1,6 *m* au-dessus du foyer (v. p. 1042).

β. *Par l'eau chaude à basse pression.*

Le combustible est à environ à 1 *m* au-dessous du sol du foyer; au-dessus de celui-ci et à la même hauteur que le sol se trouve un cylindre en tôle de cuivre de 1 à 1,25 *m* de long et 26 *cm* de diamètre; du point le plus haut de ce cylindre partent des tuyaux de 9 *cm* de diamètre qui se rendent à un réservoir de 1,25 *m* de haut et 0,6 *m* de diamètre. Du fond de celui-ci part un tuyau de retour aboutissant au point le plus bas du cylindre. — V. p. 1044.

4. *Rayon principal.* Sa situation est dans l'axe de la serre, à environ 1,2 à 2 *m* de la façade, de façon que le passage d'avant ait 0,6 à 1 *m* de large; les rayons de fenêtres ont 0,5 à 0,6 de large.

E. GRANGES

a. Granges à blé.

Les façades doivent être exposées, si c'est possible, du côté du levant ou du couchant. Deux granges doivent être l'une de l'autre au moins à 7,5 *m*; dans le cas de couverture en paille, la distance entre elles doit être au moins de 15 *m*. La construction avec aires transversales est la meilleure.

1. La *capacité* de la grange est calculée d'après le revenu ou rendement des terres. Le rendement par *ha* d'un terrain moyen est :

Froment et seigle (grains semés en automne), 480 à 720 bottes ou gerbes, 100 gerbes faisant 12,4 m^3 chacune.

Orge } grains semés } 825 bottes ; 100 bottes = 10,9 m^3 ;
Avoine } au printemps } 360 bottes, 100 bottes = 10,9 m^3.

Légumineuses dans champs en jachère :
4 voitures à 4 chevaux de 12,3 m^3 chacune.
Trèfle ou herbage :
4 voitures à 4 chevaux de 18.5 m^3 chacune.

2. *Longueur* au maximum 63 *m*; une grange peut avoir au maximum 3 aires transversales.

3. La *profondeur* de la grange ne doit pas être inférieure à 11 *m* et elle ne doit pas dépasser 14 *m* pour poutres traversantes et 16 à 19 *m* pour toit de faible hauteur et poutres non traversantes.

4. *Hauteur.* Dans le cas de parois en bois, la hauteur dans œuvre de la grange égale 4,4 à 4,7 *m*; dans le cas de parois massives, 4,7 à 5 *m*, de façon à pouvoir entrer avec voitures.

5. *Aire.* Largeur dans le cas d'une voie simple = 3 à 3,8 *m*; dans le cas d'une double voie 4,4 à 5 *m*.

6. Un *las* entier entre deux aires mesure de 13 à 15 *m* de large.
Un demi-las de pignon mesure de 8,8 à 10 *m*, au maximum 11 *m* de large.

7. *Epaisseur des parois* pour une profondeur de grange de 11,3 à 12 *m* :
Parois d'enceinte jusqu'à 3,75 *m* de haut : 1 ½ briques,
» pour une hauteur supérieure à 3,75 *m* : 2 »
Murs de refend : 1 ½ brique.

8. La *plinthe* dépasse le sol d'au moins 0,5 *m*. La hauteur des portes = 3,75 à 4 *m*.
Les pierres crapaudines des portes de grange sont carrées, ont 26 *cm* de côté et sont en saillie au-dessus du sol de 5 à 8 *cm*.
La crapaudine en acier a 4 *cm* de large et un creux de 1,3 à 2,5 *cm*.

9. Les parois d'aire ont 1,6 *m* de haut. — Pour la composition de l'aire, v. p. 1040.

b. Granges à tabac.

5 *t* de tabac roulé et suspendu pour le séchage demandent un espace de 19 *m* de long, 9,4 *m* de large et 6,3 *m* de haut.

c. Greniers à blé.

La façade principale doit être tournée lorsque c'est possible du côté du levant ou du couchant.

1. *Rapport de la récolte à la quantité semée.*

Produits	Quantité de semence par *ha* en *hl*	Rendement
Froment ou seigle	2,2	En général 6 à 8 fois la quantité semée.
Orge	2,7	
Avoine	2,7	
Pois ou haricots	2,2	8 à 10 fois la quantité semée.
Vesces ou lentilles	1,6	
Blé sarrasin	1,1	20 fois la quantité semée.
Colza	1,1	24 » »
Graines de lin	0,3	24 » »
Pommes de terre	9,4	12—15 » »

Pour le poids des différentes sortes de graines, v. p. 779 et appendice.

Le rendement en paille par *ha* est pour : le froment 1950 à 5500 *kg*, le seigle 980 à 5880 *kg*, l'orge 1180 à 3140 *kg*, l'avoine 1080 à 4320 *kg*.

2. *Superficie.* On compte 0,25 à 0,3 m^2 par *hl*. Si on dispose le grain en couche de 0,6 *m* d'épaisseur; dans cette surface sont compris les passages et les emplacements où le grain est éventé. — En général, on compte pour la surface des greniers au maximum la moitié de ce que la ferme entière pourrait produire en grains.

3. La *profondeur* la meilleure est 9,4 à 12,5 *m*; il n'est pas bon de la faire supérieure à 22 *m*.

4. Une *hauteur* des étages supérieurs dans œuvre de 2,3 à 2,5 *m* est suffisante; pour une profondeur de 9,4 à 12,5 *m* des étages inférieurs : lorsqu'on suppose un dépôt de farine, il faut une hauteur dans œuvre d'au moins 2,8 *m*.

5. *Fenêtres* ou *ouvertures*. Elles ont 0,95 à 1,1 *m* de large et doivent être aussi hautes que possible; leur nombre doit être le plus grand possible. Largeur des pieds droits de fenêtre au moins 1,25 *m*; hauteur des appuis = 0,6 *m*.

6. Les *solives* doivent mesurer de milieu à milieu de 1 à 1,1 *m*.

7. Les sommiers de solivures ont des portées (distances entre points d'appui) de 3,8 *m*. La distance maximum entre poteaux de sous-poutre est 4,7 à 5 *m*; les poteaux ont 24 *cm* d'équarrissage dans le cas de un étage et 26 *cm* dans celui de deux ou plusieurs étages. Les poteaux reposent sur des socles en pierre dont la partie supérieure est de 21 *cm* et la partie inférieure de 42 *cm* plus large que celle du poteau.

8. Le *plancher* de l'étage inférieur doit être à 0,5 *m* au moins au-dessus du sol extérieur, si celui-ci est sec et plus haut, s'il est humide. Il est convenable de prendre des planches de 4 *cm* d'épaisseur pour les planchers des étages supérieurs.

9. Les *escaliers* ont au maximum 18 *cm* de hauteur de marche, 26 *cm* de giron et 1,25 *m* de large.

10. *Epaisseur des murs* dans le cas de maçonnerie en briques :

A l'étage supérieur dans le cas de toits à grande montée : 2 briques; au pignon 1 $^1/_2$ brique;

A l'étage supérieur dans le cas de jambettes ou de toits à faible montée : 1 à $^1/_2$ brique;

A chaque étage au-dessous, on augmente l'épaisseur du mur de $^1/_2$ brique.

11. Les planches d'entassement ont 50 *cm* de haut.

F. ÉCURIES ET ÉTABLES

a. Écuries pour chevaux.

La façade doit être exposée, lorsque c'est possible, au couchant ou au nord.

1. *Emplacement des stalles* sans les mangeoires.

Pour 1 cheval de labour ordinaire, lorsqu'il y en a 4 les uns à côté des autres : 2,2 à 2,5 de long et 1,25 de large;

Pour 1 cheval fort de labour, cheval de fiacre ou de trait, placé entre barres de séparation : 2,5 à 2,8 de long et 1,9 *m* de large;

Pour 1 gros cheval anglais, prussien, du Holstein, placé entre barres de séparation, il faut 3,1 *m* de long et 1,7 *m* de large;

Dans le cas de stalles en forme de caisse, il faut 3,1 *m* de long, 1,8 à 2,2 *m* de large;

Pour 1 étalon dans une stalle en caisse, il faut un emplacement de 3,1 *m* de long, 2,2 à 2,5 *m* de large;

Pour 1 jument mère, 3,8 *m* de long et 3,8 à 5 *m* de large;

Pour 1 poulain dans écurie spéciale, 3,5 à 4 m^2.

2. *Largeur des passages* ou *allées* :

Dans les écuries rurales simples ou doubles, 1,25 à 2,5 *m*,

Dans les écuries bourgeoises simples, 1,6 à 1,9 *m*,

» » » doubles, 2,5 à 3,1 *m*.

Hauteur des écuries dans œuvre :

Pour chevaux de petite race et en petit nombre 3,1 à 3,5 *m*,

» 10 à 30 chevaux 3,8 »

» chevaux de course et de cavalerie, 4 à 4,4 »

3. *Portes*. Pour petits chevaux, les portes sont à un battant et on 1,25 *m* de large sur 2,2 *m* de haut;

Pour chevaux ordinaires, elles sont à deux battants et mesurent 1,6 *m* de large et 2,5 *m* de haut;

Pour écuries dans lesquelles les chevaux doivent pouvoir entrer étant montés, les portes doivent avoir au moins 2 *m* de large et 2,7 *m* de haut;

Pour écuries où on doit pouvoir entrer avec voiture, les portes doivent avoir au moins 2,8 à 3,1 *m* de large et 3,1 *m* de haut.

4. Les *fenêtres* sont à 1,9 — 2,5 *m* au-dessus du sol.

5. Les *appels d'air* sont des ouvertures carrées de 5 *cm* de côté pratiquées dans les murs de pourtour et auxquelles on donne 20 à 30 *cm* d'inclinaison; on dispose les appels de manière que la distance qui les sépare soit de 1,9 à 2,5 *m*.

6. Les *plafonds* sont clayonnés et ont 26 ou 13 *cm* d'épaisseur.

7. *Sol des stalles.* Inclinaison $^1/_{40}$ à $^1/_{24}$.

8. *Plancher* formé de planches de 8 *cm* d'épaisseur reposant sur poutres de 18 à 21 *cm* de haut et 26 *cm* de large; les trous dans les planches ont de 2 à 2,5 *cm*; l'égout se trouvant sous les planches a 0,3 *m* de large, 0,24 *m* de profond et une pente de 0,7 à 1,4 *cm* par *m*.

9. Le *pavage* peut se faire au moyen de chantignolles posées de champ dans du mortier, le sommier en bois devant la mangeoire a 0,6 *m* de large.

Le pavage avec grands galets de 13 à 16 *cm* d'épaisseur a une pente de 13 à 16 *cm*.

10. *Canal des égouts.* Profondeur 31 *cm*; pente 0,7 à 1,4 *cm* par *m*.

11. *Mangeoires.* L'arête supérieure de la mangeoire doit être à une hauteur au-dessus du sommier en planche de 0,95 à 1,1 *m* pour les petits chevaux et 1,2 à 1,5 pour les grands chevaux et chevaux de luxe.

Si les mangeoires sont en bois, le fond doit avoir 6 à 8 *cm*, les parois latérales 5 à 6 *cm* d'épaisseur; la largeur intérieure de la mangeoire est de 26 *cm* dans le bas et de 31 à 34 *cm* dans le haut; la profondeur est de 26 à 31 *cm*. Les cloisons-nervures ou de séparation se placent à 2-2,5 *m* les unes des autres. Les arêtes des mangeoires sont à protéger par des ferrures de 5 *cm* de large et 3 *mm* d'épaisseur.

Si les mangeoires sont en fer, elles ont 80 *cm* de longueur et 47 à 52 *cm* de largeur extérieures; 47 *cm* de longueur, 36,5 *cm* de largeur et de 21 à 23,5 *cm* de hauteur intérieures; l'épaisseur des parois est de 9 à 13 *mm*; comme support, on prend des ais de 8 à 10,5 *cm* d'épaisseur.

12. *Râteliers.* On les dispose à 31 jusqu'à 42 *cm* au-dessus des mangeoires.

13. *Chambre pour paille hachée.* Pour provision de trois jours, il faut par *hl* une superficie de 0,2 m^2; en dehors de cela, il faut 2 à 3 m^2 pour le libre mouvement des hommes et 1,5 m^2 pour placer un lit.

14. *Hache-paille.* 1 m^2 de superficie par animal.

b. Étables pour les animaux de race bovine.

La façade doit être tournée du côté du couchant ou du nord.

1. Emplacement des stalles sans compter la mangeoire :
pour 1 bœuf 2,3 à 2,5 *m* de long, 1 à 1,25 *m* de large,
» 1 vache 2 à 2,2 *m* » 1 à 1,15 *m* »
» 1 génisse 1,9 *m* » 0,9 *m* »
» 1 veau sevré dans écurie spéciale, il faut 1,4 à 1,6 m^2.
Pour 30 ou 40 vaches, il faut 1 taureau.

2. *Corridors derrière les crèches servant à amener le fourrage :* pour 2 râteliers et 2 entrées, 1,9 à 2 *m* de large; pour 1 râtelier et 1 entrée, 1,4 *m*, au maximum 1,6 *m* de large.

3. Le *passage pour le fumier* doit être au moins de 1,25 de large.

4. *Profondeur des écuries dans la disposition longitudinale.* Lorsqu'il y a deux rangées d'animaux avec 1 corridor pour amener le fourrage et 2 passages pour le fumier, la profondeur de l'étable peut être prise égale à 7,2 — 9,7 *m*; on dispose entre deux sorties 15, au maximum 20 vaches les unes à côté des autres; dans la disposition transversale, on dispose 12 bêtes les unes à côté des autres; l'étable mesure 13,5 à 17 *m* de profondeur.

5. La *hauteur* intérieure de l'étable est de 2,8 à 3,1 *m*, au maximum 3,5 *m*.

6. *Appels d'air.* Ce sont des ouvertures de 47 à 70 *cm* de large et 16 *cm* de haut, pratiquées au-dessus des fenêtres et que l'on peut fermer au moyen de contrevents à charnière.

7. Les *portes* ont de 1,25 à 1,5 *m* de large et pas moins de 2 *m* de haut.

8. Les *fenêtres* ont 31 *cm* de large, 80 *cm* de haut et sont placées à 1,25 *m* au-dessus du passage pour le fumier. Pour 1 m^2 de superficie d'étable, on compte environ 0,2 m^2 de surface en ouvertures pour fenêtres.

9. *Plafonds.* Dans les plafonds, on pratique des ouvertures avec trappes de 1 à 1,25 *m* de longueur et de largeur égale à la distance entre deux poutres; on pratique des ouvertures de 10 en 10 *m*.

10. *Mangeoires.* La hauteur au-dessus du sol de l'arête supérieure de la mangeoire est de 0,8 *m*. Si elles sont en pierre, elles ont 42 à 47 *cm* de large et 23 à 31 *cm* de profond. Si elles sont en bois, elles ont 47 à 50 *cm* de large à la partie inférieure et de 26 à 31 *cm* de profond et sont construites en planches de 5 à 7 *cm* d'épaisseur. Les mangeoires en grès ont 34 *cm* de largeur intérieure, 23 *cm* de profondeur; elles sont composées de blocs de 1,9 à 2,5 *m* de long réunis entre eux au moyen de mortaises de 2 *cm* de long.

11. L'inclinaison du sol dans les stalles est faible et quelquefois nulle; dans les stalles pour bœufs et dans le cas de pavage avec grands galets, la pente comporte 5 à 8 *cm* pour 2,2 à 2,5 *m*

de longueur de stalle. La pente de la rigole est de 0,7 à 1 *cm* par *m* courant.

12. *Grenier à foin* ou *fenil.* La quantité de fourrage d'hiver nécessaire par vache comporte 1000 à 1100 *kg* ou 10 à 11 m^3 de foin.

13. *Fenêtres de fenil.* Elles ne doivent pas avoir moins de 1 *m* de large sur 1 *m* de haut; la distance entre deux fenêtres est de 19 à 22 *m*; dans l'intervalle compris entre deux fenêtres, on dispose une lucarne.

14. *Local pour fourrage.* Pour fourrage vert il faut par tête de bétail 0,4 à 0,6 m^2 de superficie.

15. *Chambres pour servantes et valets.* Il faut 1 servante par 15, au maximum 20 vaches; 1 valet pour 4 bœufs de labour. Les lits suspendus doivent être au moins à 1,9 *m* de la terre et à 1,25 *m* du plafond.

16. *Etables pour génisses.* Par pièce de bétail, il faut compter 1,8 m^2 de superficie.

17. *Etables pour veaux.* Par veau, il faut une superficie de 1,4 à 1,6 m^2; les stalles sont séparées les unes des autres par des cloisons de 1,25 *m* de haut.

18. *Cuisine à petit-lait.* La chaudière à fromage ou de Wadick correspondant à 180 jusqu'à 200 vaches à 0,9 *m* de diamètre et 55 à 58 *cm* de profondeur.

c. Bergeries.

La façade doit être, lorsque c'est possible, tournée vers le sud, particulièrement pour les bergeries de brebis et d'agneaux.

1. Superficie exigée :

par 1 animal de 1 an	0,5 à 0,6 m^2	ou bien en moyenne 0,6 à 0,7 m^2 par animal.
» 1 mouton	0,6 à 0,7 »	
» 1 brebis-mère	0,7 à 0,8 »	

2. *Profondeur des bergeries.* Elle ne doit pas être inférieure à 9,5 *m* et ne doit pas dépasser 12,5 *m*. Comme emplacement des râteliers, on compte par brebis une superficie de 1 *m* de long et 0,4 *m* de large; les râteliers doubles sont les uns des autres à une distance de 2,8 *m* de milieu à milieu et sont à une distance des façades de 1,9 *m*.

3. *Hauteur des bergeries.* La hauteur dans œuvre est de 2,8 à 3,5 *m*.

4. *Portes à chariots.* Elles ont ordinairement 3,1 *m* de large et au moins 2,8 *m* de haut lorsque les voitures de fumier seules y passent. Tous les 19 *m* il doit y avoir une porte dans les façades.

5. *Les portes* ont au moins 1 *m* de large sur 1,9 *m* de haut.

6. *Fenêtres.* On en dispose une dans chaque intervalle compris entre deux fermes; on leur donne 0,9 à 1,1 *m* de large, 0,6 à 0,9 *m* de haut et on les place du sol à une distance variant entre 1,9 et 2,2 *m*.

7. Les *appels d'air*, dont un dans chaque intervalle compris entre deux fermes, sont carrés et mesurent de 16 à 21 *cm* de côté.

8. Les *plafonds* sont clayonnés et ont au moins 16 *cm* d'épaisseur.

9. Le *plancher* ou *aire de la bergerie* doit être à 16 *cm* au-dessus du sol. Remplissage avec sable.

10. Les poteaux de sous-poutre sont à 5 jusqu'à 5,7 *m* les uns des autres; les socles carrés à la hauteur du fumier ont au moins 0,6 à 0,9 *m* de côté, ou bien, ils ont 2 briques de côté.

La profondeur de fondation est d'au moins 1 *m* au-dessous du socle.

11. *Fenil* ou *grenier à foin*. 1 mouton dépense 100 *kg* de foin pendant six mois de mauvaise saison (hiver).

12. *Râteliers doubles*. L'arête inférieure du râtelier est à 47 *cm* au-dessus du sol de la bergerie; la largeur du râtelier ou longueur des échelons est de 47 *cm*; le râtelier est soutenu tous les 1,6 à 2,5 *m*; distance entre échelons = 10 *cm*.

13. La *procréation*, pendant le temps où les brebis sont en chaleur, se fait dans une chambre formée de rangées de pieux de 1,9 *m* de haut et revêtue intérieurement de planches de 2,5 à 3 *cm* d'épaisseur; par bélier, il faut une superficie de 2 m^2.

14. *L'infirmerie* (ou étable des moutons malades) doit pouvoir contenir 5 à 7 % de la totalité des moutons.

d. Étables à cochons.

La façade doit être tournée, lorsque c'est possible, du côté du sud.

Superficies :

pour 1 cochon de grosse race : 1 m^2 } dans étables spéciales
» 1 » de petite race : 0,8 » }
» 1 » de lait : 0,5 à 0,6 » }

pour 1 verrat, il faut 3 à 3,5 m^2;

» 1 truie » » 3,5 à 4 m^2, soit un emplacement de 2,4 *m* de long et 1,6 *m* de large;

pour 1 cochon d'engrais, il faut 1,6 à 2 m^2, lorsque deux cochons se trouvent ensemble; dans le cas où plusieurs cochons se trouvent les uns à côté des autres, il suffit de compter 1,2 à 1,6 m^2 par animal;

1 verrat peut suffire à 10 — 12 truies;

1 truie fait annuellement 12 petits, en deux portées.

2. La *hauteur* des étables à porcs est de 2,3 à 2,5 *m*; l'épaisseur des parois est de 1 ½ brique, les cloisons ou parois de séparation ont 1,25 à 1,6 *m* de haut.

3. *Ouvertures d'égout* dans les façades. Elles sont carrées et ont 10,5 à 13 *cm* de côté. Le sol de l'étable est pavé avec des briques hollandaises tournées de champ; il a une pente de ½₀.

e. Métairies et clôtures.

Lorsque c'est possible, on dispose les façades vers le levant et le couchant.

1. La *hauteur* des étages dans œuvre est 2,8 à 3 *m*.

2. *Clôtures en planches.* Les poteaux, à une distance les uns des autres de 2 à 2,5 *m*, sont habituellement enfoncés de 1 *m* en terre et sont en saillie de 2 *m* au-dessus du sol.

3. *Clôtures en lattes* ou *liteaux.*

Elles exigent des poteaux carrés de 15 à 18 *cm* de côté et à une distance les uns des autres de 2 *m*, 2 entretoises de section carrée mesurant 10 à 13 *cm* de côté; par mc^1 il faut 9 liteaux et 20 clous.

VIII. DURÉE, VALEUR ET FRAIS D'ENTRETIEN DES CONSTRUCTIONS

Soient :

D la durée totale d'une construction,
d sa durée à partir d'un moment considéré, } en années.
$A = D - d$ l'âge de la construction au moment considéré,

W la valeur de la construction neuve *) non compris les fondations et le terrain, } par m^2 du terrain où se trouve la const. en *frs.*
w la valeur de la construction au moment considéré,
$E = W - w$ la dépréciation au moment considéré,

α. Durée, âge, valeur primitive (la construction étant neuve) et *dépréciation.*

On suppose habituellement que les valeurs d'une construction à différentes époques décroissent proportionnellement aux durées de la dite construction à partir de ces époques, c'est-à-dire, W : w = D : d.

Par conséquent, on a :

$$w = \frac{Wd}{D} \quad \text{et} \quad E = \frac{WA}{D}.$$

Si on suppose que la dépréciation est proportionnelle au carré de l'âge actuel de la construction, c'est-à-dire que

$$W : E = D^2 : A^2,$$

*) Ou frais de construction.

on a :

$$w = W\left(1 - \frac{A^2}{D^2}\right), \qquad A = D\sqrt{\frac{E}{W}},$$

$$d = D\left(1 - \sqrt{\frac{E}{W}}\right), \qquad E = W\frac{A^2}{D^2}.$$

Ces 4 dernières formules donnent des résultats se rapprochant de la vérité.

On obtient encore des résultats plus sûrs si on prend les moyennes arithmétiques des valeurs correspondant aux six formules.

β. *Frais d'entretien.* Ils sont, dans la suite, donnés en pour cent de la valeur de la construction neuve. Ils sont supposés annuels et les mêmes chaque année, tandis qu'en réalité ils varient avec l'âge de la construction. De la somme entière des frais d'entretien, la première moitié se répartit uniformément pendant environ les $^3/_4$ de la durée de la construction.

γ. L'amortissement est la somme d'argent ne rapportant pas d'intérêts (et que nous exprimerons en °/₀ de la valeur de la construction neuve) qu'il faut mettre de côté annuellement pour qu'au bout de D années le capital d'établissement soit remboursé.

a. Constructions massives en briques ou moëllons.

1. ***Maison d'habitation de ville*** ou ***de campagne.*** Hauteur moyenne des étages dans œuvre 3,15 *m*, caves souterraines, toit couvert en tuiles, construction intérieure ordinaire, portes à 4 panneaux avec perrons ordinaires, etc.

Constructions à

1 étage	$W =$	85—105	$D = 100$
2 étages		105—140	Frais d'entretien
3 »		140—190	1 °/₀
4 »		190—250	Amortissement
5 »		250—315	1 °/₀

2. Mêmes maisons d'habitation que dans 1). Hauteur moyenne des étages dans œuvre 3,75 *m*, toit couvert en ardoises, portes à deux vantaux, garnitures en laiton, fourneaux blancs; en un mot construction intérieure plus soignée.

Constructions à

1 étage	$W =$	125—155	$D = 160$
2 étages		160—215	Frais d'entretien
3 »		215—250	0,75 °/₀
4 »		250—290	Amortissement
5 »		315—350	0,62 °/°

3. Mêmes constructions que dans 1).

Hauteur moyenne des étages dans œuvre 4 à 4,5 *m*; construction intérieure luxueuse, parquets, etc.

Constructions à

1 étage		200—240	$D = 200$
2 étages		250—290	Frais d'entretien
3 étages	$W =$	290—325	$= 0{,}5\ \%$
4 étages		325—400	Amortissement
5 étages		365—475	$0{,}5\ \%$

4. *Greniers*, etc., isolés avec planchers intermédiaires pouvant porter 1250 à 1500 *kg* par m^2; hauteur de l'étage dans œuvre 3,15 *m*: exécution des plus solides (support et poutres en fer, aires asphaltées, etc.) :

a) Pour *l'étage souterrain* (sous-sol, cave) on compte 37,50 fr. par m^2 lorsque sur cet étage il n'y a que le rez-de-chaussée et l'étage en galetas. Pour chaque étage en plus on compte 3,10 fr. en plus par m^2.

b) Pour *rez-de-chaussée*, qui ne porte qu'un étage en galetas, on compte 37,50 fr. par m^2. Pour chaque étage en plus, on ajoute 5 fr. par m^2.

c) Pour étage en galetas avec jambettes de 1,6 *m* de haut et couverture en ardoises, on compte 31,25 fr.

Un grenier à 5 étages, sur l'étage souterrain, se calcule par conséquent de la manière suivante :

Cave	$37{,}50 + 4.3{,}10 =$	*Frs.* 49,90	$W = 318{,}65$
Rez-de-chaussée	$37{,}50 + 4\ 5{,}00 =$	» 57,50	$D = 170$
II. étage	$37{,}50 + 3.5{,}00 =$	» 52,50	Frais d'entretien
III. »	$37{,}50 + 2.5{,}00 =$	» 47,50	$0{,}5\ \%$
IV. »	$37{,}50 + 5{,}00 =$	» 42,50	Amortissement
V. »	$=$	» 37,50	$0{,}6\ \%$
Étage en galetas	$=$	» 31,25	

5. Les greniers etc. avec supports et poutres en bois sont calculés de la manière suivante :

a) Pour l'étage souterrain (cave), on compte 31,25 fr. par m^2, lorsque sur cet étage il n'y a que le rez-de-chaussée et l'étage en galetas. Pour chaque étage en plus, on compte 2,50 fr. en plus par m^2.

b) Pour le rez-de-chaussée, on compte 28,10 fr. par m^2, lorsqu'il n'y a qu'un étage en galetas au-dessus. Pour chaque étage en plus, on ajoute 3,15 fr. par m^2.

c) Pour l'étage en galetas avec jambettes de 1,6 *m* de haut et avec toit couvert en ardoises, on compte 31,25 fr.

Un grenier à 5 étages, sur étage souterrain, se calcule de la manière suivante :

Cave	31,25 + 4.2,50 =	*Frs.* 41,25	$W = 244{,}50$
Rez-de-chaussée	28,10 + 4.3,15 =	» 40,70	$D = 100$
IIe étage	28,10 + 3.3,15 =	» 37,55	Frais d'entretien
IIIe »	28,10 + 2.3,15 =	» 34,40	0,75 %
IVe »	28,10 + 3,15 =	» 31,25	Amortissement
Ve »		28,10	1 %
Étage en galetas		31,25	

6. *Bâtiments de fabrique* ou *ateliers isolés*, avec planchers intermédiaires pouvant porter de 500 à 1000 *kg* par m^2, hauteur d'étage dans œuvre 3,5 *m*, exécution des plus solides (avec supports et poutres en fer) :

a) Pour l'étage souterrain (cave), on compte 28,10 fr. par m^2, lorsque sur cet étage il n'y a que le rez-de-chaussée et l'étage en galetas. Pour chaque étage en plus, on ajoute 1,55 fr. par m^2.

b) Pour le rez-de-chaussée, lorsqu'il n'y a qu'un étage en galetas, au-dessus, on compte 34,40 fr. par m^2. Pour chaque étage en plus, on ajoute 2,40 fr. par m^2.

c) Pour l'étage en galetas avec jambettes de 1,6 *m* de haut et toit couvert en ardoises, on ajoute 26,85 fr. par m^2.

D'après les données précédentes, voici la manière de calculer la valeur d'un bâtiment de fabrique de 4 étages sur caves :

Cave	28,10 + 3.1,55 =	*Frs.* 32,75	$W = 211{,}60$
Rez-de-chaussée	34,40 + 3.2,40 =	» 41,60	$D = 100$
IIe étage	34,40 + 2.2,40 =	» 39,20	Frais d'entretien
IIIe »	34,40 + 2,40 =	» 36,80	1,5 %
IVe »	=	» 34,40	Amortissement
Étage en galetas	=	» 26,85	1 %

7. *Bâtiments de fabrique* avec supports et poutres en bois :

a) Pour l'étage souterrain (cave), on compte 30 fr. par m^2, lorsque sur cet étage il n'y a que le rez-de-chaussée et l'étage en galetas. Pour chaque étage en plus, on ajoute 2 fr. par m^2.

b) Pour le rez-de-chaussée, lorsqu'il n'y a qu'un étage en galetas, au-dessus, on compte 31,25 fr. par m^2. Pour chaque étage en plus, on ajoute 2 fr. par m^2.

c) Pour l'étage en galetas avec jambettes de 1,6 *m* de haut et toit couvert en ardoises, on compte 31,25 fr. par m^2.

D'après ce qui précède, voici la manière de calculer la valeur d'un bâtiment de fabrique de 4 étages sur caves :

Cave	30,00 + 3.2,00 =	*Frs.* 36,00	$W = 204{,}25$
Rez-de-chaussée	31,25 + 3 2,00 =	» 37,25	$D = 80$
IIe étage	31,25 + 2.2,00 =	» 35,25	Frais d'entretien
IIIe »	31,25 + 2,00 =	» 33,25	0,75 %
IVe »	=	» 31,25	Amortissement
Étage en galetas	=	» 31,25	1,25 %

Dénomination et genre de construction	W	D	Frais d'entretien en % des frais de construction.	Amortissement annuel en % des frais de construction.
8. *Bâtiments de fabrique*, toits en dents de scie, éclairage d'en haut :				
A 1 étage	62,50	150	0,60	0,67
9. *Hangars :*				
a) 1 côté long ouvert, toit d'ardoise artificielle	25,00	50	0,75	2,0
b) fermé, même couverture.	33,75	100	0,75	1,0
10. *Bâtiments de brasserie et distillerie*, en partie voûtés :				
A 1 étage	56,25—62,50	80	0,75	1,25
A 2 étages	81,25—150	80	0,75	1,25
11. *Ecuries :* construction intérieure élégante, voûtées entre fers, sol carrelé ; contenant habitation pour cochers, et au-dessus : grenier à fourrages	81,25—187,50	100	0,75	1,0
12. *Bâtiments pour vaches, chevaux, moutons, etc.*, avec plafonds en bois	37,50—68,75	100	0,67	0,75
13. *Etables à porcs*	31,25—43,75	100	0,75	1,0
14. *Volières* (poulaillers, etc.) :				
A 1 étage	31,25—37,50	150	0,67	0,67
A 2 étages	56,25—62,50	150	0,67	0,67
15. *Cabinets d'aisance*, par siège	75—93,75	120	0,75	0,83
16. *Fours à cuire*, par m^2 de foyer	50—62,50	20	2,0	4,0
17. *Ponts voûtés ordinaires*, comme surface du terrain où se trouve la construction, il faut prendre la superficie de la figure formée par les lignes extérieures limitant le tablier (vue en plan)	75—93,75	100	1,25	1,25

b. Constructions en bois ou en cloisonnage (bois conifère).

Dénomination et genre de construction	W	*D*	Frais d'entretien en % des frais de construction.	Amortissement annuel en % des frais de construction.
1. *Habitations campagnardes*, construc^{on} intérieure comme dans *a*, 1 :				
A 1 étage	50—62,50	100	1,25	1,0
A 2 étages	75—112,50	100	1,25	1,0
2. *Habitations* à construction intérieure comme dans *a*, 2 :				
A 1 étage	87.50—106,25	120	1,0	0,83
A 2 étages	125—162,50	120	1,6	0,83
3. *Ateliers et bâtiments ordinaires pour machines :*				
A 1 étage	43,75—75	70	1,50	1,43
A 2 étages	68,75—93,75	70	1,50	1,43
4. *Greniers et magasins :*				
A 2 étages	56,25—75	80	1,00	1,25
A 3 étages	81.25—112.50	80	1,00	1,25
A 4 étages	106,25—150	80	1,00	1,25
5. *Volières, etc. :*				
A 1 étage	25—37,50	80	1,0	1,25
A 2 étages	31.25—43.75	80	1,0	1,25
6. *Cabinets d'aisance*, par siège.	56,25—87,50	60	1,50	1,67
7. *Petits ponts en bois*	18,75—37,50	15—25	1,5—3,5	3,5—5,0

c. Constructions en pisé.

Pour les constructions en pisé à la chaux et au ciment, on peut prendre la moyenne entre les constructions massives et les constructions en bois. Les constructions en pisé à la terre franche, etc. reviennent à 10 % meilleur marché.

Remarques sur a, b et c. Pour le cas de combles à la Mansard disposés pour chambres (mansardes), on compte 12,50 à 19 fr. en plus des prix indiqués par m^2 de base de la construction: pour le cas d'étage souterrain ou sous-sol habité, les prix indiqués doivent être augmentés de $^1/_3$ à $^1/_2$.

Lorsque les frais de construction sont extraordinairement bas, la valeur W donnée ci-dessus peut être 5 % trop forte; pour des frais de construction élevés, la valeur W doit subir une augmentation correspondante; les autres nombres indiqués ne subissent aucune altération lorsque W augmente ou diminue.

APPENDICE

TABLES, DÉCRETS ET LOIS DIVERS

I. TABLES DE POIDS

A. TABLES DES POIDS DES PRINCIPAUX MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION

devant servir à l'établissement des prix de transports

a. **Briques et tuiles.**

Poids	Briques	Tuiles		
		plates	faitières	flamandes ou pannes
t	nombre de pièces	nombre de pièces		
0,60	200	375	240	360
0,65	215	410	260	390
0,70	235	440	280	420
0,75	250	470	300	450
0,80	270	500	320	480
0,85	285	530	340	510
0,90	300	560	360	540
0,95	320	590	380	570
1,00	335	625	400	600
1,05	350	660	420	630
1,10	370	690	440	660
1,15	385	720	460	690
1,20	400	750	480	720
1,35	450	850	540	810
1,50	500	940	600	900
1,65	550	1025	660	990
1,80	600	1125	720	1080
2,00	670	1250	800	1200
2,20	735	1375	880	1320
2,40	800	1500	960	1440
2,60	870	1625	1040	1560
2,80	935	1750	1120	1680
3,00	1000	1875	1200	1800
3,30	1100	2050	1300	2000
3,60	1200	2250	1450	2160
4,20	1300	2600	1700	2500

Nota : Un wagon à 2 essieux tient $6,43 \times 2,51 \times 0,94 = 15,2\ m^3$ et porte 10 tonnes.

b. Pierres naturelles, bois, gravier, terres.

Poids en *t* de 1000 *kg*.

m^3	Pierres naturelles					Bois				Gravier	Terre franche				Terreau
						Chêne :		Pin :							
	Chaux calcaire	Grès en morceaux	Granite	Porphyre	Basalte	séché à l'air	vert	séché à l'air	vert		sèche	fine et humide	fine et sèche	fraîchement creusée	
0.25	0,40	0,33	0,438	0,40	0.43	0,20	0,243	0.138	0,228	0.45	0,38	0,41	0,50	0,418	0,413
0.50	0,80	0,66	0,875	0,80	0,86	0,40	0,485	0,275	0,455	0,90	0,76	0,82	1,00	0,835	0,825
0,75	1,20	0,99	1,313	1,20	1,29	0,60	0,728	0,413	0,683	1,35	1,14	1,23	1,50	1,253	1,238
1.00	1,60	1,32	1,750	1,60	1,72	0.80	0,970	0.550	0,910	1,80	1,52	1,64	2,00	1,670	1,650
1,25	2,00	1,65	2,188	2,00	2,15	1,00	1,213	0,688	1,138	2,25	1,90	2,05	2,50	2,088	2,063
1,50	2,40	1.98	2,625	2,40	2,58	1,20	1,455	0,825	1,365	2,70	2,28	2 46	3,00	2,505	2,475
1.75	2.80	2,31	3,063	2.80	3,01	1,40	1,698	0.963	1,593	3,15	2,66	2,87	3.50	2,923	2,888
2,00	3.20	2,64	3.500	3,20	3,44	1.60	1,940	1,100	1,820	3,60	3.04	3,28	4.00	3,340	3,300
2,25	3.60	2,97	3,938	3.60	3,87	1,80	2 183	1,238	2.048	4,05	3.42	3,69	4,50	3,758	3,713
2,50	4,00	3,30	4.375	4.00	4,30	2,00	2,425	1,375	2,275	4.50	3,80	4.10	5, 0	4,175	4.125
2,75	4,40	3,63	4,813	4,40	4.73	2,20	2,668	1,513	2,503	4,95	4,18	4,51	5,50	4,593	4,538
3,00	4,80	3,96	5.250	4,80	5,16	2,40	2,910	1,650	2,730	5,40	4,56	4,92	6,00	5,010	4,950
3.25	5.20	4,29	5,688	5,20	5,59	2,60	3,153	1,788	2,958	5,85	4,94	5.33	5,50	5,428	5,363
3,50	5,60	4,62	6,125	5,60	6,02	2,80	3,395	1,925	3,185	6,30	5,32	5,74	7,00	5,845	5,775
3,75	6,00	4,95	6,563	6,00	6,45	3,00	3,638	2,063	3,413	6,75	5,70	6,15	7,50	6,263	6,188
4,00	6,40	5,28	7,000	6.40	6,88	3,20	3,880	2,200	3.640	7,20	6,08	6,56	8,00	6,680	6,600
4,25	6,80	5,61	7,438	6.80	7,31	3,40	4.123	2,338	3,868	7.65	6,46	6,97	8,50	7,098	7,013
4,50	7,20	5,94	7,875	7,20	7,74	3,60	4.365	2,475	4.095	8,10	6,84	7,38	9,00	7,515	7,425
4,75	7,60	6.27	8.313	7.60	8,17	3,80	4.608	2,613	4.323	8,55	7,22	7,79	9.50	7,933	7,838
5,00	8,00	6.60	8,750	8,00	8.60	4,00	4,850	2,750	4.850	9.00	7,60	8,20	10,00	8,350	8,250
5.25	8.40	6,93	9.188	8,40	9.03	4 20	5,093	2,888	4,778	9.45	7,98	8,61	10.50	8.768	8,663
5,50	8,80	7,26	9,625	8.80	9.46	4,40	5.335	3,025	5,005	9.90	8,36	9.02	11.00	9,185	9,075
5,75	9,20	7,59	10,062	9.20	9.89	4,60	5,578	3.163	5,233	10,35	8,74	9 43	11,50	9,603	9,488
6,00	9,60	7.92	10,500	9,60	10,32	4,80	5,820	3,300	5,460	10,80	9,12	9,84	12,00	10,020	9,900
6,25	10,00	8,25	10,938	10,00	10,75	5,00	6,063	3,438	5,688	11,25	9,50	10,25	12,50	10.438	10,313

6,50	10,40	8,58	11,375	10,40	11,18	5,20	6,305	3 575	5,915	11,70	9,88	10,66	13,00	10,855	10,725
6,75	10,80	8,91	11,813	10,80	11,61	5,40	6,548	3,713	6,143	12,15	10,26	11,07	13,50	11,273	11,138
7,00	11,20	9,24	12,250	11,20	12,04	5,60	6,790	3,850	6,370	12,60	10,64	11,48	14,00	11,690	11,550
7,25	11,60	9,57	12,688	11,60	12,47	5,80	7,033	3,988	6,598	13,05	11,02	11,89	14,50	12,108	11,963
7,50	12,00	9,90	13,125	12,00	12,90	6,00	7,275	4,125	6,825	13,50	11,40	12,30	15,00	12,525	12,375
7,75	12,40	10,23	13,563	12,40	13,33	6,20	7,518	4,263	7,053	13,95	11,78	12,71	15,50	12,943	12,788
8,00	12,80	10,56	14,000	12,80	13,76	6,40	7,760	4,400	7,280	14,40	12,16	13,12	16,00	13,360	13,200
8,25	13,20	10,89	14,438	13,20	14,19	6,60	8,003	4,538	7,508	14,85	12,54	13,53	16,50	13,778	13,613
8,50	13,60	11,22	14,875	13,60	14,62	6,80	8,245	4,675	7,735	15,30	12,92	13,94	17,00	14,195	14,025
8,75	14,00	11,55	15,313	14,00	15,05	7,00	8,488	4,813	7,963	15,75	13,30	14,35	17,50	14,613	14,438
9,00	14,40	11,88	15,750	14,40	15,48	7,20	8,730	4,950	8,190	16,20	13,68	14,76	18,00	15,03	14,850
9,25	14,80	12,21	16,188	14,80	15,91	7,40	8,973	5,088	8,418	16,65	14,06	15,17	18,50	15,448	15,263
9,50	15,20	12,54	16,625	15,20	16,34	7,60	9,215	5,225	8,645	17,10	14,44	15,58	19,00	15,865	15,675
9,75	15,60	12,87	17,063	15,60	16,77	7,80	9,458	5,363	8,873	17,55	14,82	15,99	19,50	16,283	16,088
10,00	16,00	13,20	17,500	16,00	17,20	8,00	9,700	5,500	9,100	18,00	15,20	16,40	20,00	16,700	16,500
10,25	16,40	13,53	17,938	16,40	17,63	8,20	9,943	5,638	9,328	18,45	15,58	16,81	20,50	17,118	16,913
10,50	16,80	13,86	18,375	16,80	18,06	8,40	10,185	5,775	9,555	18,90	15,96	17,22	21,00	17,535	17,325
10,75	17,20	14,19	18,813	17,20	18,49	8,60	10,428	5,913	9,783	19,35	16,34	17,63	21,50	17,953	17,738
11,00	17,60	14,52	19.250	17,60	18,92	8,80	10,670	6,050	10,010	19,80	16,72	18,04	22,00	18,370	18,150
11,25	18,00	14,85	19,688	18,00	19,35	9,00	10,913	6,188	10,238	20,25	17,10	18,45	22,50	18,788	18,563
11,50	18,40	15,18	20,125	18,40	19,78	9,20	11,155	6,325	10,465	20,70	17,48	18,86	23,00	19,205	18,975
11,75	18,80	15,51	20,563	18,80	20,21	9,40	11,398	6,463	10,693	21,15	17,86	19,27	23,50	19 623	19,388
12,00	19.20	15.84	21,000	19,20	20,64	9,60	11,640	6,600	10,920	21,60	18,24	19,68	24,00	20,040	19,800
12,25	19,60	16,17	21,438	19,60	21,07	9,80	11,883	6,738	11,148	22,05	18,62	20,09	24,50	20,458	20,213
12,50	20,00	16,50	21,875	20,00	21,50	10,00	12,125	6,875	11,375	22,50	19,00	20,50	25,00	20,875	20,625
12,75	20,40	16,83	22,313	20,40	21,93	10,20	12,368	7,013	11,603	22,95	19,38	20,91	25,50	21,293	21,038
13,00	20,80	17,16	22,750	20,80	22,36	10,40	12,610	7,150	11,830	23,40	19,76	21,32	26,00	21,710	1,450
13,25	21,20	17,49	23,188	21,20	22,79	10,60	12,853	7,288	12,058	23,85	20,14	21,73	26,50	22,128	21,863
13,50	21,60	17,82	23,625	21,60	23,22	10,80	13,095	7,425	12,285	24,30	20,52	22,14	27,00	22,545	22,275
13,75	22,00	18,15	24.063	22,00	23,65	11,00	13,338	7,563	12,513	24,75	20,90	22,55	27,50	22,963	22,688

b. Pierres naturelles, bois, gravier, terres.

Poids en *t* de 1000 *kg*.

m^3	Pierres naturelles					Bois				Gravier	Terre franche				Terreau
						Chêne :		Pin :							
	Chaux calcaire	Grès en morceaux	Granite	Porphyre	Basalte	séché à l'air	vert	séché à l'air	vert		sèche	fine et humide	fine et sèche	fraîchement crenusée	
14,00	22,40	18,48	24,500	22,40	24,08	11,20	13,580	7,700	12,740	25,20	21,28	22,96	28,00	23,380	23,100
14,25	22,80	18,81	24,938	22,80	24,51	11,40	13,823	7,838	12,968	25,65	21,66	23,37	28,50	23,798	13,513
14,50	23,20	19,14	25,375	23,20	24,94	11,60	14,065	7,975	13,195	26,10	22,04	23,78	29,00	24,215	23,925
14,75	23,60	19,47	25,813	23,60	25,37	11,80	14,308	8,113	13,423	26,55	22,42	24,19	29,50	24,633	24,338
15,00	24,00	19,80	26,250	24,00	25,80	12,00	14,550	8,250	13,650	27,00	22,80	24,60	30,00	25,050	24,750
15,25	24,40	20,13	26,688	24,40	26,23	12,20	14,793	8,388	13,878	27,45	23,18	25,01	30,50	25,468	25,163
15,50	24,80	20,46	27,125	24,80	26,66	12,40	15,035	8,525	14,105	27,90	23,56	25,42	31,00	25,885	25,575
15,75	25,20	20,79	27,563	25,20	27,09	12,60	15,278	8,663	14,333	28,35	23,94	25,83	31,50	26,303	25,988
16,00	25,60	21,12	28,000	25,60	27,52	12,80	15,520	8,800	14,560	28,80	24,32	26,24	32,00	26,720	26,400
16,25	26,00	21,45	28,438	26,00	27,95	13,00	15,763	8,938	14,788	29,25	24,70	26,65	32,50	27,138	26,813
16,50	26,40	21,78	28,875	26,40	28,38	13,20	16,005	9,075	15,015	29,70	25,08	27,06	33,00	27,555	27,225
16,75	26,80	22,11	29,313	26,80	28,81	13,40	16,248	9,213	15,243	30,15	25,46	27,47	33,50	27,973	27,638
17,00	27,20	22,44	29,750	27,20	29,24	13,60	16,490	9,350	15,470	30,60	25,84	27,88	34,00	28,390	28,050
17,25	27,60	22,77	30,188	27,60	29,67	13,80	16,733	9,488	15,698	31,05	26,22	28,29	34,50	28,808	28,463
17,50	28,00	23,10	30,625	28,00	30,10	14,00	16,975	9,625	15,925	31,50	26,60	28,70	35,00	29,225	28,875
17,75	28,40	23,43	31,063	28,40	30,53	14,20	17,218	9,763	16,153	31,95	26,98	29,11	35,50	29,643	29,288
18,00	28,80	23,76	31,500	28,80	30,96	14,40	17,460	9,900	16,380	32,40	27,36	29,52	36,00	30,060	29,700
18,25	29,20	24,09	31,938	29,20	31,39	14,60	17,703	10,038	16,608	32,85	27,74	29,93	36,50	30,478	30,113
18,50	29,60	24,42	32,375	29,60	31,82	14,80	17,945	10,175	16,835	33,30	28,12	30,34	37,00	30,895	30,525
18,75	30,00	24,75	32,813	30,00	32,25	15,00	18,188	10,313	17,063	33,75	28,50	30,75	37,50	31,313	30,938
19,00	30,40	25,08	33,250	30,40	32,68	15,20	18,430	10,450	17,290	34,20	28,88	31,16	38,00	31,730	31,350
19,25	30,80	25,41	33,688	30,80	33,11	15,40	18,673	10,588	17,518	34,65	29,26	31,57	38,50	32,148	31,763
19,50	31,20	25,74	34,125	31,20	33,54	15,60	18,915	10,725	17,745	35,10	29,64	31,98	39,00	32,565	32,175
19,75	31,60	26,07	34,563	31,60	33,97	15,80	19,158	10,863	17,973	35,55	30,02	32,39	39,50	32,983	32,588
20,00	32,00	26,40	35,000	32,00	34,40	16,00	19,400	11,000	18,200	36,00	30,40	32,80	40,00	33,400	33,000

B. POIDS DES TOLES

a. Table de poids des différentes tôles, plaques et feuilles métalliques

Poids en *kg* par m^2

Épaisseur *mm*	Fer.	Fonte.	Acier fondu.	Cuivre.	Cuivre. jaune.	Zinc.	Plomb.
1	7,78	7,25	7,87	8,90	8,55	6,90	11,4
2	15,56	14,50	15,74	17,80	17,10	13,80	22,8
3	23,34	21,75	23,61	26,70	25,65	20,70	34,2
4	31,12	29,00	31,48	35,60	34,20	27,60	45,6
5	38,90	36,25	39,35	44,50	42,75	34,50	57,0
6	46,68	43,50	47,22	53,40	51,30	41,40	68,4
7	54,46	50,75	55,09	62,30	59,85	48,30	79,8
8	62,24	58,00	62,96	71,20	68,40	55,20	91,2
9	70,02	65,25	70,83	80,10	76,95	62 10	102,6
10	77,80	72,50	78,70	89,00	85,50	69,00	114,0
11	85,58	79,75	86,57	97,90	94,05	75,90	125,4
12	93,36	87,00	94,44	106,80	102,60	82,80	136,8
13	101,14	94,25	102,31	115,70	111,15	89,70	148,2
14	108,92	101,50	110,18	124,60	119,70	96,60	159,6
15	116,70	108,75	118,05	133,50	128,25	103,50	171,0
16	124,48	116,00	125,92	142,40	136,80	110,40	182,4
17	132,26	123,25	133,79	151,30	145,35	117,30	193,8
18	140,04	130,50	141,66	160,20	153,90	124,20	205,2
19	147,82	137,75	149,53	169,10	162,45	131,10	216,6
20	155,60	145,00	157,40	178,00	171,00	138,00	228,0

b. Table des poids des feuilles de zinc laminées. *)

Numéro de la feuille.	Épaisseur *mm*	Poids en *kg* par m^2	Numéro de la feuille.	Épaisseur *mm*	Poids en *kg* par m^2
1	0,05	0,35	16	1,08	7,56
2	0,10	0,70	17	1,21	8,47
3	0,15	1,05	18	1,34	9,38
4	0,20	1,40	19	1,47	10,29
5	0,25	1,75	20	1,60	11,20
6	0,30	2,10	21	1,78	12,46
7	0,35	2 45	22	1,96	13,72
8	0,40	2,80	23	2,14	14,98
9	0,45	3,15	24	2,32	16,24
10	0,50	3,50	25	2,50	17,50
11	0,58	4,06	26	2,68	18,76
12	0,66	4.62			
13	0.74	5,18			
14	0,82	5,74			
15	0,94	6,65			

*) Ces feuilles sont laminées par la Société de la Vieille-Montagne, suivant des dimensions quelconques, au gré du demandeur, pourvu que la plus grande largeur ne dépasse pas 1,35 *m*. Il existe en magasin des feuilles de 2 *m* de long sur 0,65; 0,8 et 1 *m* de large.

La Société Silésienne par actions *für Bergbau und Zinkhüttenbetrieb* a le même calibrage, sauf pour les 4 premiers nos :

N°	Épaisseur *mm*	Poids par m^2 *kg*	N°	Épaisseur *mm*	Poids par m^2 *kg*
1	0,100	0,70	3	0,186	1,30
2	0,143	1,00	4	0,228	1.60

C. TABLES DE POIDS POUR TUYAUX *)

a. Tuyaux étirés, en fer **).

1. TUYAUX POUR LES EAUX ET LE GAZ, AVEC MANCHONS; ESSAYÉS A 12 ATMOSPHÈRES

Diam. intérieur Pouces anglais.	Diam. exter. *mm.*	Poids du *m* *kg.*	Diam. intérieur Pouces anglais.	Diam. extér. *mm.*	Poids du *m* *kg.*	Diam. intérieur Pouces anglais.	Diam. extér. *mm.*	Poids du *m* *kg.*
1/8	10,5	0,4	1 1/4	42	3,5	2 1/2	76	8,2
1/4	13	0,6	1 1/2	48	4,3	2 3/4	83	9,0
3/8	16,4	0,85	1 3/4	52	5,0	3	89	10,2
1/2	21	1,2	2	59,5	6,0	3 1/2	102	13,0
3/4	27	1,7	2 1/4	70	7,1	4	114	15,0
1	33,5	2,5						

2. TUYAUX PERKINS POUR LE CHAUFFAGE A EAU CHAUDE, ESSAYÉS A 250 ATMOSPHÈRES

Diam. intérieur = 23 *mm.*, diam. extérieur = 34 *mm.*
Poids du *m* courant = 3,8 *kg.*

3. TUYAUX POUR LE CHAUFFAGE A LA VAPEUR, AVEC BRIDES ÉTANCHES ET PEINTURE AU MINIUM (Pression d'essai = 12 atmosphères.)

Diam. extérieur { pouces anglais / *mm.*	4 / 102	5 / 127	6 / 152	7 / 178
Épaisseur de paroi.	2,5	2,75	3	3,25
Poids du *m.* courant, brides et joints non compris; en *kg.*	6,1	8,3	10,8	14,0
Poids du *m* courant, y compris brides et joints; en *kg.*	7,1	9,4	12,0	15,4

*) **Voir tableau normal** des tuyaux à brides et à emboîtements, page 888.
**) De S. Huldschinsky et fils, à Gleiwitz.

4. TUYAUX SOUDÉS EN FER (BREVETÉS)

Poids du *m* courant en *kg*.

Diam. extérieur		Épaisseur normale *mm*	L'épaisseur normale (col. 3 étant augmentée de (*mm*) :							
mm	Pouces anglais		0	0,25	0,50	0,75	1	1,25	1,50	1,75
38	1 1/2	2,25	1,97	2,17	2,37	2,57	2,76	2,95	3,14	3,32
41,5	1 5/8	2,5	2,40	2,61	2,83	3,05	3,26	3,47	3,67	3,88
44,5	1 3/4	2,5	2,60	2,80	3,05	3,28	3,51	3,75	3,96	4,18
47,5	1 7/8	2,5	2,75	3,01	3,26	3,52	3,77	4,02	4,26	4,50
51	2	2,75	3,25	3,53	3,80	4,07	4,33	4,60	4,86	5,12
54	2 1/8	2,75	3,45	3,74	4,03	4,32	4,60	4,89	5,17	5,45
57	2 1/4	2,75	3,65	3,95	4,26	4,57	4,87	5,18	5,47	5,77
60	2 3/8	3	4,20	4,50	4,83	5,15	5,47	5,78	6,10	6,41
63,5	2 1/2	3	4,45	4,79	5,13	5,48	5,82	6,16	6,49	6,82
70	2 3/4	3	4,90	5,30	5,69	6,07	6,45	6,82	7,20	7,57
76	3	3	5,35	5,76	6,19	6,61	7,04	7,44	7,85	8,25
83	3 1/4	3,5	6,80	7,28	7,74	8,20	8,66	9,11	9,56	10,00
89	3 1/2	3,5	7,32	7,81	8,31	8,80	9,29	9,78	10,27	10,74
95	3 3/4	3,5	7,83	8,36	8,90	9,43	9,95	10,48	11,00	11,53
102	4	3,75	9,01	9,58	10,15	10,72	11,29	11,86	12,42	12,97
108	4 1/4	3,75	9,56	10,17	10,78	11,38	11,99	12,59	13,18	13,78
114	4 1/2	3,75	10,10	10 75	11,40	12,04	12,68	13,32	13,95	14,59
121	4 3/4	4,25	12,13	12,81	13,50	14,18	14 85	15,53	16,20	16,86
127	5	4,25	12,75	13,47	14,20	14,91	15,62	16,33	17,04	17,74
133	5 1/4	4,25	13,40	14,13	14,89	15,64	16,39	17,14	17,88	18,62
140	5 1/2	4,5	14,90	15,70	16,50	17,29	18,08	18,87	19,65	20,43
146	5 3/4	4,5	15,56	16,40	17,23	18,06	18,89	19,71	20,53	21,35
152	6	4,5	16,22	17,10	17,96	18,83	19,70	20,55	21,41	22,26
159	6 1/4	4,5	17,00	17,91	18,82	19,73	20,64	21,54	22,44	23,33
165	6 1/	4,5	17,65	18,61	19,55	20,50	21,44	22,38	23,32	24,25
171	6 3/4	4,5	18,31	19,30	20,29	21,27	22,25	23,22	24,20	25,17
178	7	4,5	19,08	20,11	21,14	22,17	23,19	24,21	25,22	26,24
191	7 1/2	5,5	24,93	—	—	28,22	—	—	—	—

4. TUYAUX SOUDÉS EN FER (BREVETÉS)

Poids du *m* courant en *kg*.

Diam. extérieur		Épaisseur normale *mm*	L'épaisseur normale (col. 3) étant augmentée de (*mm*) :										
mm	Pouces anglais		2	2,25	2,50	2,75	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
38	1 1/2	2,25	3,50	3,68	3,86	4,03	4,37	—	—	—	—	—	—
41,5	1 5/8	2,5	4,08	4,28	4,47	4 66	4,85	5,21	—	—	—	—	—
44,5	1 3/4	2,5	4,40	4,62	4,84	5,04	5,24	6,65	—	—	—	—	—
47,5	1 7/8	2,5	4,73	4,97	5,20	5,43	5,65	6,09	—	—	—	—	—
51	2	2,75	5,37	5,63	5,88	6,13	6,37	6,84	7,31	7,76	8,20	8,63	9,04
54	2 1/8	2,75	5,72	5,99	6,25	6,52	6,78	7,29	7,80	8,29	8,76	9,23	9,68
57	2 1/4	2,75	6 08	6,35	6,63	6,92	7,20	7,75	8,28	8,81	9,32	9,83	10,32
60	2 3/8	3	6,72	7,02	7,33	7,62	7,92	8,50	9,07	9,63	10,17	10,70	11,22
63,5	2 1/2	3	7,14	7,47	7,79	8,11	8,42	9,05	9,66	10,26	10,85	11,42	11,99
70	2 3/4	3	7,94	8 30	8,67	9,03	9,39	10,09	10,78	11,46	12,12	12,77	13,41
76	3	3	8,64	9,04	9,44	9,84	10,26	11,04	11,80	12,55	13,29	14,02	14,74
83	3 1/4	3,5	10,44	10,87	11,29	11,74	12,17	13,02	13,86	14,68	15,46	16,26	17,08
89	3 1/2	3,5	11,22	11,71	12,17	12,64	13,11	14,03	14,94	15,84	16,73	17,60	18,46
95	3 3/4	3,5	12,03	12,54	13,05	13,56	14,06	15.06	16,04	17,01	17,97	18,92	19,85
102	4	3,75	13,53	14,08	14,63	15.17	15,71	16,79	17.85	18,90	19,94	20,97	21,98
108	4 1/4	3,75	14.37	14,96	15 54	16,13	16,71	17,85	18,99	20,11	21,23	22,33	23,41
114	4 1/2	3,75	15,21	15,84	16,46	17,08	17,69	18,92	20,13	21,32	22,52	23,68	24,84
121	4 3/4	4,25	17,53	18,19	18,85	19,51	20,81	22.09	23,37	24 64	25.89	27,13	27,74
127	5	4,25	18,45	19,14	19,84	20,53	21,22	22,59	23,95	25,29	26,62	27,94	29,25
133	5 1/4	4,25	19.36	20,10	20,83	21,56	22,28	23,72	25,15	26,57	27,98	29,37	30,75
140	5 1/2	4 5	21,21	21,98	22,76	23,52	24,29	25,81	27,32	28,82	30,30	31,77	33,23
146	5 3/4	4,5	22,16	22,97	23,78	24,59	25,39	26,98	28,56	30,14	31,70	33,24	34,77
152	6	4,5	23,12	23,96	24,81	25,65	26,49	28,16	29,81	31,46	33,09	34,71	36,31
159	6 1/4	4,5	24,23	25,12	26.01	26,89	27,77	29,53	31,27	33,00	34,71	36,42	38,11
165	6 1/2	4,5	25,18	26,11	27,03	27,95	28,87	30,70	32,51	34,32	36,11	37,89	39,65
171	6 3/4	4,5	26,13	27,10	28,06	29,02	29,97	31,87	33,76	35,64	37,50	39,35	41.19
178	7	4,5	27,24	28,25	29,26	30,26	31,25	33,24	35,21	37,17	39,14	41,06	42,98
191	7 1/2	5,5	—	—	35.78	—	—	—	—	44,24	—	—	—

5. TUBES DE CHAUDIÈRES DE LOCOMOTIVES (BREVETÉS), ESSAYÉS A 30 ATM.

Poids du *m* courant en *kg*.

Diamètre extérieur. *mm*	Epaisseur en *mm*.						
	2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5
38	1,76	1,96	2,17	2,37	2,57	2,76	2,95
39	1,81	2,01	2,23	2,44	2,64	2,84	3,03
40	1,86	2,07	2,29	2,50	2,71	2,92	3,12
41	1,91	2,13	2,35	2,57	2,78	3,00	3,21
42	1,95	2,18	2,41	2,63	2,84	3,08	3,30
43	2,00	2,23	2,47	2,70	2,91	3,16	3,38
44	2,05	2,28	2,53	2,77	2,99	3,24	3,46
45	2,10	2,34	2,60	2,84	3,07	3,32	3,55
46	2,15	2,40	2,66	2,91	3,15	3,40	3,64
47	2,20	2,45	2,72	2,97	3,23	3,48	3,72
48	2,25	2,50	2,78	3,03	3,30	3,56	3,81
49	2,30	2,56	2,84	3,10	3,37	3,64	3,90
50	2,35	2,62	2,91	3,17	3,45	3,72	3,98
51	2,40	2,68	2,97	3,24	3,53	3,80	4,07
52	2,45	2,74	3,03	3,31	3,61	3,88	4,16
53	2,49	2,79	3,08	3,37	3,68	3,95	4,24
54	2,53	2,84	3,14	3,45	3,74	4,02	4,32
55	2,58	2,89	3,20	3,50	3,81	4,10	4,40

b. Tuyaux en cuivre avec soudure.

Poids du *m* courant.

Diamètre intérieur *mm*	Epaisseur en *mm*.													
	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5	2,6	2,8	3	3,5	4
5	0,25	0,27	0,29	0,30	0,35	0,39	0,50	0,59	0,64	0,75	0,86	0,97	1,10	1,20
10	0,32	0,36	0,49	0,52	0,56	0,70	0,80	0,89	0,98	1,06	1,15	1,26	1,45	1,65
15	0,55	0,60	0,69	0,79	0,83	0,97	1,00	1,10	1,11	1,29	1,39	1,49	2,00	2,50
20	0,65	0,87	0,90	0,92	0,94	1,30	1,45	1,50	1,53	1,63	1,84	1,99	2,50	3,00
25	0,80	0,95	1,20	1,30	1,44	1,71	1,80	1,89	1,97	2,00	2,20	2,43	3,00	3,50
30	0,99	1,07	1,34	1,36	1,66	1,96	2,00	2,10	2,20	2,30	2,60	2,90	3,40	4,00
35	1,20	1,25	1,56	1,80	1,82	2,25	2,35	2,55	2,55	2,60	2,85	3,05	3,80	4,50
40	1,42	1,66	1,75	1,90	2,10	2,45	2,60	2,80	2,90	3,00	3,11	3,22	4,15	5,10
45	1,50	1,74	2,00	2,20	2,40	2,70	3,00	3,23	3,30	3,40	3,51	4,00	4,80	5,55
50	1,56	1,99	2,30	2,50	2,70	2,70	3,35	3,64	3,65	3,80	3,90	4,40	5,34	5,85
55	1,72	2,05	2,50	2,70	2,85	3,01	3,55	3,80	3,90	4,25	4,40	4,70	5,85	6,40
60	1,88	2,19	2,75	2,93	3,02	3,42	3,80	3,92	4,10	4,30	4,75	5,00	6,50	6,90
65	1,91	2,35	2,85	3,23	3,41	3,70	4,00	4,36	4,60	4,80	5,40	6,15	7,00	7,83
70	2,17	2,50	3,00	3,25	3,68	4,20	4,50	4,70	5,00	5,30	5,90	6,25	7,40	8,50
75	2,27	2,80	3,15	3,50	3,82	4,51	4,75	5,00	5,30	5,60	6,20	6,75	7,80	9,20
80	2,48	3,00	3,30	3,60	3,90	4,66	5,10	5,60	5,60	5,90	6,50	7,25	8,25	9,90
85	2,60	3,10	3,45	3,80	4,25	4,80	5,20	5,61	5,90	6,25	6,90	7,55	8,65	10,60
90	2,72	3,20	3,60	4,10	4,60	5,10	5,40	5,75	6,20	6,80	7,80	8,00	9,05	11,30
95	2,85	3,30	3,70	4,31	4,82	5,53	5,80	6,25	6,70	7,20	8,10	8,50	9,50	12,00
100	2,99	3,40	3,83	4,53	5,25	5,95	6,41	6,70	7,10	7,50	8,33	8,70	10,20	12,25

c. Tuyaux en laiton.

Poids du m en kg.

Diam. intérieur mm	Épaisseur en mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	0,64	1,03	1,48	1,98	2,54	3,14	3,80	4,52	5,28
15	0.90	1,43	2,01	2,64	3,33	4,07	4.86	5,70	6 60
20	1,16	1,82	2,54	3,30	4,12	5,00	5,91	6,89	7,92
25	1,43	2,22	3,06	3,96	4,92	5 91	6,97	8,08	9,24
30	1,69	2,62	3,59	4,62	5,71	6,84	8,02	9,27	10,56
40	2,22	3.41	4,65	5,94	7,29	8,69	10,24	11,64	13;20
50	2,75	4,20	5,70	7,26	8.87	10,53	12,25	14,02	15.84
60	3,28	4,99	6,76	8,58	10,46	12,38	14,36	16,39	18,46
70	3,80	5,78	7,81	9,90	12,04	14,23	16,47	18,77	21,11

d. Tuyaux en plomb

Poids du m en kg.

Diam. intérieur mm	Épaisseur en mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	0,86	1,39	2,00	2,68	3,43	4,25	5,14	6.10	7,13
15	1 21	1,93	2,71	3,57	4,50	5,50	6,57	7,71	8,91
20	1,57	2,46	3,43	4,46	5,57	6,74	8,00	9,31	10,70
25	1,93	3,00	4,14	5,35	6,63	7,98	9,42	10.91	12,48
30	2,28	3,53	4,85	6,24	7,70	9,24	10,85	12,52	14,26
40	3,00	4,60	6,28	8,03	9,84	11,73	13,70	15,73	17,83
50	3,71	5,67	7.71	9,81	11,98	14,23	16,55	18,94	21,39
60	4,42	6,74	9,13	11,59	14 12	16,72	19,41	22,15	24,96
70	5,14	7,81	10,56	13,37	16,26	19,22	22,26	25,36	28,52

e. Tuyaux en étain avec chemise en plomb.

Pour 5 à 6 atm. de pression.

Diamètre intérieur en mm	13	15	20	25	30
Poids du m en kg.	1,25	1,50	2,25	2,75	3,25

D. TABLES DE POIDS DE SPHÈRES EN FONTE DE FER

Diam. mm	Poids kg	Diam. mm	Poids kg	Diam. mm	Poids kg	Diam. mm	Poids kg
25	0,06	85	2,32	160	15,67	260	65,91
30	0,10	90	2,76	170	18,62	270	73,83
35	0,16	95	3,28	175	20,32	275	78,87
40	0,24	100	3,79	180	22,31	280	82,32
45	0,34	105	4,34	190	25,84	290	91,47
50	0,47	110	5,04	200	30,34	300	102,40
55	0,63	115	5,81	210	34,73	310	111,66
60	0,81	120	6,61	220	39,93	320	122,88
65	1,04	125	7,40	225	43,20	325	128,73
70	1,30	130	8,40	230	45,63	330	134,79
75	1,60	140	10,50	240	51,84	340	147,39
80	1,94	150	12,85	250	59,25	350	160,80

E. TABLES DE POIDS DE FERS LAMINÉS *)

a. Tables de poids des fers plats.

Poids du *m* courant en *kg*.

Épaisseur en *mm*	Largeur en *mm*										
	10	12	14	15	16	18	20	22	24	25	26
1	0,078	0,093	0,109	0,117	0,125	0,140	0,156	0,171	0,187	0,195	0,203
2	0,156	0,187	0,218	0,234	0,249	0,280	0,312	0,343	0,374	0,390	0,405
3	0,234	0,280	0,327	0,351	0,374	0,421	0,467	0,514	0,561	0,584	0,608
4	0,312	0,374	0,436	0,467	0,499	0,561	0,623	0,686	0,748	0,779	0,810
5	0,390	0,467	0,545	0,584	0,623	0,701	0,779	0,857	0,935	0,974	1,013
6	0,467	0,561	0,654	0,701	0,748	0,841	0,935	1,028	1,122	1,169	1,215
7	0,545	0,654	0,763	0,818	0,872	0,982	1,091	1,200	1,309	1,363	1,418
8	0,623	0,748	0,872	0,935	0,997	1,122	1,246	1,371	1,496	1,558	1,620
9	0,701	0,841	0,982	1,051	1,122	1,262	1,402	1,542	1,683	1,753	1,823
10	0,779	0,935	1,091	1,169	1,246	1,402	1,558	1,714	1,870	1,948	2,025
11	0,857	1,028	1,200	1,285	1,371	1,542	1,714	1,885	2,057	2,142	2,228
12	0,935	1,122	1,309	1,402	1,496	1,683	1,870	2,057	2,244	2,337	2,430
13	1,013	1,215	1,418	1,519	1,620	1,823	2,025	2,228	2,430	2,532	2,633
14	1,091	1,309	1,527	1,636	1,745	1,963	2,181	2,399	2,617	2,727	2,836
15	1,169	1,402	1,636	1,753	1,870	2,103	2,337	2,571	2,804	2,921	3,038
16	1,246	1,496	1,745	1,870	1,994	2,244	2,493	2,742	2,991	3,116	3,241
17	1,324	1,589	1,854	1,986	2,119	2,384	2,649	2,913	3,179	3,311	3,443
18	1,402	1,683	1,963	2,103	2,244	2,524	2,804	3,085	3,365	3,506	3,646
19	1,480	1,776	2,072	2,220	2,368	2,664	2,960	3,256	3,552	3,700	3,848
20	1,558	1,870	2,181	2,337	2,493	2,804	3,116	3,428	3,739	3,895	4,051
21	1,636	1,963	2,290	2,454	2,617	2,945	3,272	3,599	3,926	4,090	4,253
22	1,714	2,057	2,399	2,571	2,742	3,085	3,428	3,770	4,113	4,285	4,456
23	1,792	2,150	2,508	2,688	2,867	3,225	3,585	3 942	4,300	4,479	4,658
24	1,870	2,244	2,617	2,804	2,991	3,365	3,739	4,113	4,487	4,674	4,861
25	1,948	2,337	2,727	2,921	3,116	3,506	3,895	4,285	4,674	4,869	5,064
26	2,025	2,430	2,836	3,038	3,241	3,646	4,051	4,456	4,861	5,064	5,266
27	2,103	2,524	2,945	3,155	3,365	3,786	4,207	4,627	5 048	5,258	5,469
28	2,181	2,617	3,054	3,272	3,490	3 926	4,362	4,799	5,235	5,453	5,671
29	2,259	2,711	3,163	3,389	3,615	4,066	4,518	4,970	5,422	5,648	5,874
30	2,337	2,804	3,272	3,506	3,739	4,207	4,674	5,141	5,609	5,843	6,076
31	2,415	2,898	3,381	3,622	3,864	4,347	4,830	5,313	5,796	6,037	6,279
32	2,493	2,991	3,490	3,739	3,988	4,487	4,986	5,484	5,983	6,232	6,481
33	2,571	3,085	3,599	3,856	4,113	4,627	5,141	5,656	6,170	6,427	6,684
34	2,649	3,178	3,708	3,973	4,238	4,767	5,297	5,827	6,357	6,622	6,886
35	2,727	3,272	3,817	4,090	4,362	4,908	5,453	5,998	6,544	6,816	7,089
36	2,804	3,365	3,926	4,207	4,487	5,048	5,609	6,170	6,731	7,011	7,291
37	2,882	3,459	4,035	4,323	4,612	5,188	5,765	6,341	6,918	7,206	7,494
38	2,960	3,552	4,144	4,440	4,736	5,328	5,920	6,512	7,104	7,401	7,697
39	3,038	3,646	4,253	4,557	4 861	5,469	6,076	6,684	7,291	7,595	7,899
40	3,116	3,739	4,362	4,674	4,986	5,609	6,232	6,855	7,478	7,790	8,102
41	3,194	3,833	4,471	4,791	5,110	5,749	6,388	7,027	7,665	7,985	8,304
42	3,272	3,926	4,581	4,908	5,235	5,889	6,544	7,198	7,852	8,180	8,507
43	3,350	4,020	4,690	5,025	5,360	6,029	6,699	7,369	8,039	8,374	8,709
44	3,428	4,113	4,799	5,141	5,484	6,170	6,855	7,541	8,226	8,569	8,912
45	3,506	4,207	4,908	5,258	5,609	6,310	7,011	7,712	8,413	8,764	9,114

*) Voir pages 293 et suivantes.

a. Tables de poids des fers plats (*suite*

Poids du *m* courant en *kg.*

Epaisseur en *mm*	Largeur en *mm*										
	28	30	32	34	35	36	38	40	42	44	45
1	0,218	0,234	0,249	0,265	0,273	0,280	0,296	0,312	0,327	0 343	0,351
2	0,436	0,467	0,499	0,530	0,545	0,561	0,592	0,623	0,654	0,686	0,701
3	0,654	0,701	0,748	0,795	0,818	0,841	0,888	0,935	0,981	1,028	1,052
4	0,872	0,935	0,997	1,059	1,091	1,122	1,184	1,249	1,309	1,371	1,402
5	1,091	1,169	1,246	1,324	1,363	1,402	1,480	1,558	1,636	1,714	1,753
6	1,309	1,402	1,496	1,589	1,636	1,683	1,776	1,870	1,963	2.057	2,103
7	1,527	1,636	1,745	1,854	1,909	1,963	2,072	2,181	2,290	2,399	2,454
8	1,745	1,870	1,994	2,119	2,181	2,244	2,368	2,493	2,617	2,742	2,804
9	1,963	2,103	2,244	2,384	2,454	2,524	2,664	2,804	2,945	3,085	3,155
10	2,181	2,337	2,493	2,649	2,727	2,804	2,960	3,116	3,272	3,428	3,506
11	2,399	2.571	2,742	2,913	2,999	3,085	3,256	3,428	3,599	3,770	3,856
12	2,617	2,804	2,991	3,178	3,272	3,365	3,552	3,739	3,926	4,113	4,207
13	2,836	3,038	3,241	3,443	3,544	3,646	3,848	4,051	4,253	4,456	4,557
14	3,054	3,272	3,490	3,708	3,817	3,926	4,144	4,362	4,581	4,799	4,908
15	3,272	3,506	3,739	3,973	4,090	4,207	4,440	4,674	4,908	5,141	5,258
16	3,490	3.739	3,988	4,238	4,362	4,487	4,736	4,986	5,235	5.484	5,609
17	3,708	3,973	4,238	4,503	4,635	4,767	5,032	5.297	5,562	5,827	5,959
18	3,926	4.207	4,487	4,767	4,908	5,048	5,328	5,609	5,889	6,170	6,310
19	4,144	4,440	4,736	5,032	5,180	5.328	5,624	5,920	6,216	6,512	6,660
20	4,362	4,674	4,986	5,297	5,453	5,609	5,920	6,232	6,544	6,855	7,011
21	4,581	4,907	5,235	5,562	5,726	5.889	6,216	6,544	6,871	7,198	7,362
22	4,799	5,141	5,484	5.827	5,998	6,170	6,512	6,855	7,198	7,541	7,712
23	5,017	5,375	5,733	6,092	6,271	6,450	6,808	7,167	7,525	7,883	8,063
24	5,235	5,609	5,983	6,357	6,544	6,731	7,104	7,478	7,852	8,226	8,413
25	5,453	5,843	6,232	6,622	6,816	7,011	7,401	7,790	8,180	8,569	8,764
26	5.671	6,076	6,481	6,886	7,089	7,291	7,697	8,102	8,507	8,912	9,114
27	5,889	6,310	6,731	7,151	7,362	7,572	7,993	8,413	8,834	9,255	9,465
28	6,107	6,544	6,980	7,416	7,634	7,852	8,289	8,725	9,161	9,597	9,815
29	6,325	6,777	7,229	7,681	7,907	8,133	8,585	9,036	9,488	9,940	10,17
30	6,544	7,011	7,478	7,946	8,180	8,413	8,881	9,348	9,815	10,28	10,52
31	6,762	7,245	7,728	8,210	8,452	8,694	9,176	9,660	10,14	10,63	10,87
32	6,980	7,478	7,976	8,476	8,724	8,974	9,472	9,971	10,47	10.97	11,22
33	7,198	7,712	8,226	8,740	8,997	9,254	9,768	10,28	10.80	11,31	11,57
34	7,416	7,946	8,476	9,006	9,270	9,534	10,06	10,59	11,12	11,65	11,92
35	7,634	8,180	8,724	9,270	9.543	9,816	10,36	10,91	11,45	12,00	12,27
36	7,852	8,413	8,974	9,534	9,816	10,10	10,66	11,22	11,78	12,34	12,62
37	8,070	8,647	9,224	9,800	10,09	10,38	10,95	11,53	12,11	12,68	12,97
38	8,289	8,881	9,472	10,06	10,36	10,66	11,25	11,84	12,43	13,02	13,32
39	8,507	9,114	9,722	10,33	10,63	10,94	11,54	12,15	12,76	13,37	13,67
40	8,725	9,348	9,972	10,59	10,91	11,22	11,84	12,46	13,09	13,71	14,02
41	8,943	9,582	10,22	10,86	11,18	11,50	12,14	12,78	13,41	14,05	14,37
42	9,161	9,815	10,47	11,12	11,45	11,78	12,43	13,09	13,74	14,40	14,72
43	9,379	10 05	10,72	11,39	11,72	12,06	12,73	13,40	14,07	14.74	15,07
44	9,597	10,28	10,97	11,65	12,00	12,34	13,02	13,71	14.40	15,08	15,42
45	9,815	10,52	11,22	11,92	12,27	12,62	13,32	14,02	14,72	15,42	15,77

a. Tables de poids des fers plats (*suite*).

Poids du *m* courant en *kg*.

Épaisseur en *mm*	Largeur en *mm*										
	46	48	50	55	60	65	70	75	80	85	90
1	0,358	0,374	0,390	0,428	0,467	0,506	0,545	0,584	0,623	0,662	0,701
2	0,717	0,748	0,779	0,857	0,935	1,013	1,091	1,169	1,246	1,324	1,402
3	1,075	1,122	1,169	1,285	1,402	1,519	1,636	1,753	1,870	1,986	2,103
4	1,433	1,496	1,558	1,714	1,870	2,025	2,181	2,337	2,493	2,649	2,804
5	1,792	1,870	1,948	2,142	2,337	2,532	2,727	2,921	3.116	3.311	3,506
6	2,150	2.244	2,337	2,571	2,804	3,038	3,272	3,506	3,739	3,973	4.207
7	2,508	2,617	2,727	2,999	3,272	3,544	3,817	4,090	4,362	4,635	4,908
8	2,867	2,991	3,116	3,428	3,739	4,051	4,362	4,674	4,986	5,297	5,609
9	3,225	3,365	3,506	3,856	4,207	4,557	4.908	5,258	5,609	5,959	6,310
10	3,583	3,739	3,895	4,285	4.674	5,064	5,453	5,843	6,232	6,622	7,001
11	3,943	4,113	4,285	4,713	5,141	5,570	5,998	6,427	6,855	7,284	7,712
12	4,300	4,487	4,674	5,141	5,609	6,076	6.544	7,011	7,478	7,946	8,413
13	4,658	4.861	5,064	5,570	6,076	6.583	7,089	7,595	8,102	8,608	9,114
14	5,017	5,235	5,453	5,998	6,544	7,089	7,634	8,180	8,725	9,270	9,815
15	5,375	5,609	5,843	6,427	7,011	7,595	8,180	8,764	9,348	9,932	10,52
16	5,733	5,983	6,232	6,855	7,478	8,102	8,725	9,348	9,971	10,59	11,22
17	6,092	6,357	6,622	7.284	7,946	8,608	9,270	9,932	10,59	11,26	11,92
18	6.450	6,731	7,011	7.712	8,414	9,114	9.815	10,52	11,22	11,92	12,62
19	6,808	7,104	7.401	8,141	8,881	9,621	10,36	11,10	11,84	12,58	13,32
20	7,167	7,478	7,790	8,569	9,348	10,13	10,91	11,69	12,46	13.24	14,02
21	7,525	7,852	8,180	8,997	9,815	10,63	11,45	12,27	13.09	13,91	14,72
22	7,883	8,226	8,569	9,426	10,28	11,14	12,00	12,85	13,71	14,57	15,42
23	8,242	8,600	8,959	9,854	10,75	11,65	12,54	13,44	14,33	15,23	16,13
24	8,600	8,974	9,348	10,28	11,22	12,15	13.09	14.02	14,96	15,89	16,83
25	8,959	9,348	9,738	10,71	11,69	12,66	13,63	14,61	15,58	16,55	17,53
26	9,317	9,722	10,13	11,14	12,15	13,17	14,18	15,19	16,20	17,22	18,23
27	9,675	10,10	10,52	11,57	12.62	13,67	14,72	15,77	16.83	17,88	18.93
28	10,03	10.47	10,91	12,00	13.09	14.18	15,27	16.36	17,45	18,54	19,63
29	10,39	10,84	11,30	12,43	13,55	14.68	15,81	16,94	18,07	19,20	20.33
30	10,75	11,22	11,69	12,86	14,02	15.19	16,36	17,53	18,70	19,86	21,03
31	11,11	11,59	12,07	13,28	14,49	15,70	16,90	18,11	19,32	20.53	21,73
32	11,47	11,97	12,46	13,71	14,96	16.20	17,45	18,70	19,94	21,19	22,44
33	11,83	12,34	12,85	14,14	15,42	16,71	17,99	19,28	20,57	21,85	23.14
34	12,18	12,71	13,24	14,57	15,89	17,22	18,54	19,86	21,19	22,51	23,84
35	12,54	13,09	13,63	14,99	16,36	17,72	19,09	20,45	21,81	23,17	24,54
36	12,90	13,46	14,02	15,42	16,83	18,23	19,63	21,03	22,44	23,84	25,24
37	13,26	13,84	14,41	15,85	17.29	18 73	20,18	21,62	23,06	24,50	25,94
38	13,62	14,21	14,80	16,28	17,76	19,24	20,72	22,20	23,68	25,16	26,64
39	13,98	14,58	15,19	16,71	18,23	19,75	21,27	22,79	24,30	25,82	27,34
40	14,33	14,96	15,58	17,14	18,70	20.25	21,81	23 37	24,93	26,49	28,04
41	14,69	15,33	15,97	17.57	19,16	20,76	22.36	23,95	25,55	27,15	28,75
42	15,05	15,70	16,36	17,99	19,63	21,27	22,90	24,54	26,17	27,81	29,45
43	15,41	16,08	16,75	18,42	20,10	21,78	23,45	25,12	26,80	28,47	30,15
44	15,77	16,45	17,14	18,85	20,57	22,28	23,99	25,71	27,42	29,13	30,85
45	16,13	16,83	17,53	19,28	21,03	22,78	24,54	26,29	28,04	29,80	31,55

a. Tables de poids des fers plats (*suite*).

Poids du *m* courant en *kg*

Épaisseur en *mm*	Largeur en *mm*										
	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
1	0,740	0,779	0,857	0,935	1,013	1,091	1,169	1,246	1,324	1,402	1,480
2	1,480	1,558	1,714	1,870	2,025	2,181	2,337	2,493	2,649	2,804	2,960
3	2,220	2,337	2,571	2,804	3 038	3,272	3,506	3,739	3,973	4.207	4,440
4	2,960	3.116	3,428	3,739	4,051	4,362	4,674	4.986	5,297	5,609	5,920
5	3,700	3 895	4,285	4,674	5,064	5,453	5,843	6,232	6,622	7,011	7,401
6	4,440	4,674	5,141	5,609	6,076	6,544	7,011	7,478	7,946	8,413	8,881
7	5,180	5,453	5.998	6,544	7,089	7,634	8,180	8,725	9,270	9,815	10,36
8	5,920	6,232	6,855	7,478	8,102	8,725	9,348	9,971	10,59	11,22	11,84
9	6,660	7.011	7,712	8,413	9,114	9,815	10.52	11.22	11,92	12,62	13,32
10	7.401	7,790	8,569	9,348	10,13	10,91	11,69	12,46	13,24	14,02	14,80
11	8,141	8,569	9,426	10,28	11,14	12,00	12,85	13,71	14,57	15,42	16,28
12	8,881	9,348	10,28	11,22	12.15	13,09	14,02	14,96	15,89	16,83	17,76
13	9,621	10.13	11,14	12,15	13,17	14,18	15,19	16,20	17,22	18,23	19,24
14	10,36	10.91	12.00	13,09	14,18	15,27	16,36	17,45	18,54	19,63	20,72
15	11,10	11.69	12,85	14,02	15,19	16,36	17,53	18,70	19,86	21,03	22,20
16	11,84	12,46	13,71	14,96	16,20	17,45	18,70	19,94	21,19	22,44	23,68
17	12,58	13,24	14.57	15,89	17,22	18,54	19,86	21,19	22,51	23,84	25,16
18	13,32	14,02	15,42	16,83	18,23	19,63	21,03	22 44	23,84	25,24	26,64
19	14,06	14,80	16,28	17,76	19,24	20,72	22,20	33,68	25,16	26,64	28,12
20	14,80	15,58	17,14	18,70	20,25	21,81	23 37	24,93	26,49	28,04	29,60
21	15,54	16,36	17,99	19,63	21,27	22,90	24.54	26,17	27,81	29,45	31,08
22	16,28	17.14	18,85	20,57	22,28	23.99	25,71	27,42	29.13	30,85	32,56
23	17,02	17,92	19,71	21,50	23,29	25,08	26 88	28,67	30.46	32,25	34,04
24	17,76	18,70	20,57	22,44	24,30	26,17	28,04	29,91	31,79	33,65	35,52
25	18,50	19,48	21,42	23,37	25,32	27,27	29.21	31,16	33,11	35,06	37,00
26	19,24	20,25	22,28	24 30	26,33	28,36	30,38	32,41	34,43	36,46	38,48
27	19,98	21,03	23,14	25,24	27,34	29,45	31,55	33,65	35,76	37,86	39,96
28	20,72	21.81	23,99	26.17	28,36	30,54	32,72	34,90	37,08	39,26	41,44
29	21.46	22 59	24,85	27,11	29,37	31,63	33,89	36,15	38,40	40,66	42,92
30	22,20	23,37	25,71	28,04	30,38	32,72	35,06	37,39	39,73	42,07	44,40
31	22,94	24,15	26,56	28.98	31,39	33,81	36,22	38,64	41,05	43,47	45,88
32	23,68	24 93	27,42	29,91	32,41	34,90	37,39	39,88	42,38	44,87	47,36
33	24,42	25,71	28,28	30,85	33,42	35,99	38,56	41,13	43,70	46,27	48.84
34	25,16	26.49	29,13	31,78	34,43	37,08	39,73	42,38	45,03	47,67	50,32
35	25.90	27,27	29,99	32,72	35,44	38,17	40,90	43,62	46 35	49.08	51,80
36	26,64	28.04	30,85	33,65	36,46	39,26	42,07	44,87	47,67	50,48	53 28
37	27,38	28,82	31.71	34,59	37,47	40,35	43,23	46,12	49,00	51,88	54,76
38	28,12	29.60	32,56	35,52	38,48	41,44	44,40	47,36	50,32	53.28	56,24
39	28,86	30.38	33,42	36,46	39,50	42,53	45,58	48,61	51,65	54,69	57,72
40	29,60	31,16	34,28	37,39	40,51	43,62	46,74	49,86	52,97	56,09	59,20
41	30,34	31,94	35,13	38,33	41,52	44,71	47,91	51,10	54,30	57,49	60,68
42	31,08	32,72	35,99	39,26	42,53	45,81	49.08	52,35	55,62	58,89	62,16
43	31,82	33,50	36,85	40,20	43,55	46,90	50,25	53,60	56,94	60,29	63,64
44	32,56	34 28	37,70	41.13	44,56	47,99	51,41	54,84	58,27	61,70	65,12
45	33,30	35,06	38,56	42,07	45,57	49,08	52,58	56,09	59,59	63,10	66,60

b. Table de poids des fers à sections carrée, hexagonale et circulaire.

Épaisseur.	Poids par *m* de longueur			Épaisseur.	Poids par *m* de longueur			Épaisseur.	Poids par *m* de longueur		
mm	□	⬡	○	*mm*	□	⬡	○	*mm*	□	⬡	○
5	0,194	0,169	0,153	50	19,450	16,863	15,268	180	252,072	218,557	197,877
6	0,280	0,243	0,220	52	21,037	18,239	16,514	185	266,271	230,868	209,022
7	0,381	0,331	0,299	54	22,686	19,669	17,809	190	280,858	243,517	220,474
8	0,498	0,432	0,391	56	24,389	21,153	19,152	195	295,835	256,502	232,220
9	0,630	0,546	0,495	58	26,172	22,691	20,545	200	311,200	269,825	244,292
10	0,778	0,675	0,611	60	28,008	24,283	21,986	205	326,955	283,486	256,660
11	0,941	0,816	0,739	62	29,906	25,929	23,476	210	343,098	297,483	269,332
12	1,120	0,971	0,879	64	31,867	27,629	25,016	215	359,631	311,818	282,310
13	1,315	1,140	1,032	66	33,890	29,382	26,603	220	376,552	326,490	295,593
14	1,525	1,322	1,197	68	35,975	31,190	28,240	225	393,863	341,500	309,182
15	1,751	1,518	1,374	70	38,122	33,052	29,926	230	411,562	356,847	323,076
16	1,992	1,727	1,563	72	40,332	34,967	31,660	235	429,651	372,531	337,075
17	2,248	1,949	1,765	74	42,603	36,937	33,444	240	448,128	388,552	351,780
18	2,521	2,185	1,979	76	44,937	38,961	35,276	245	466,995	404,911	366,591
19	2,809	2,435	2,205	78	47,334	41,038	37,157	250	486,250	421,607	381,716
20	3,112	2,698	2,443	80	49,792	43,171	39,087	255	505,895	438,640	397,128
21	3,431	2,975	2,693	85	56,210	48,735	44,125	260	525,928	456,011	412,853
22	3,766	3,265	2,956	90	63,018	54,637	49,469	265	546,351	473,719	428,885
23	4,116	3,568	3,231	95	70,214	60,876	55,118	270	567,162	491,764	445,222
24	4,481	3,885	3,518	100	77,800	67,453	61,073	275	588,363	510,146	461,863
25	4,863	4,216	3,817	105	85,775	74,367	67,333	280	609,952	528,866	478,812
26	5,259	4,560	4,129	110	94,138	81,618	73,898	285	631,931	547,923	496,065
27	5,672	4,917	4,452	115	102,891	89,207	80,769	290	654,298	567,318	513,624
28	6,100	5,288	4,788	120	112,032	97,133	87,945	295	677,055	587,049	531,488
29	6,543	5,673	5,136	125	121,563	105,397	95,425	300	700,200	607,108	549,657
30	7,002	6,071	5,497	130	131,482	113,998	103,213	305	723,735	627,515	568,112
32	7,967	6,907	6,254	135	141,791	122,936	111,304	310	747,658	648,258	586,912
34	8,994	7,798	7,060	140	152,488	132,211	119,703	315	771,971	669,339	605,995
36	10,083	8,742	7,915	145	163,575	141,824	128,406	320	796,672	690,757	625,388
38	11,234	9,740	8,819	150	175,050	151,774	137,414	325	821,763	712,513	645,072
40	12,448	10,792	9,772	155	186,915	162,061	146,728	330	847,242	734,606	665,085
42	13,724	11,899	10,773	160	199,168	172,686	156,347	335	873,111	757,036	685,391
44	15,062	13,059	11,824	165	211,811	183,648	166,270	340	899,368	779,803	706,006
46	16,462	14,273	12,923	170	224,842	194,947	176,500	345	926,015	802,908	726,922
48	17,925	15,541	14,071	175	238,263	206,583	187,034	350	953,050	826,350	748,144

Remarque. Les épaisseurs des fers à sections carrée et hexagonale ne sont autres que les diamètres des cercles inscrits. Les poids des fers hexagonaux comportent 0,8238 (env. $^5/_6$) des poids des fers ronds ayant pour diamètres ceux des cercles circonscrits correspondants.

c. Tables de poids des écrous, têtes de boulons et boulons à filet triangulaire. *)

Diamètre du boulon	Poids de l'écrou et de la tête du boulon		Poids de 100 *mm* de boulon	Diamètre du boulon	Poids de l'écrou et de la tête du boulon		Poids de 100 *mm* de boulon
	Tête de boulon carrée □	Tête de boulon ronde ○			Tête de boulon carrée □	Tête de boulon ronde ○	
mm	*kg*	*kg*	*kg*	*mm*	*kg*	*kg*	*kg*
10	0,0538	0,0494	0,061	35	1,342	1,230	0,749
11	0,0722	0,0674	0,074	36	1,452	1,330	0,793
12	0,0924	0,0896	0,088	37	1,552	1,435	0,837
13	0,1136	0,1046	0,103	38	1,674	1,540	0,883
14	0,1364	0,1260	0,119	39	1,809	1,658	0,930
15	0,1590	0,1480	0,137	40	1,939	1,786	0,978
16	0,1822	0,1690	0,156	41	2,074	1,902	1,028
17	0,2082	0,1928	0,176	42	2,216	2,031	1,079
18	0,2360	0,2178	0,198	43	2,362	2,170	1,160
19	0,2658	0,2450	0,220	44	2,516	2,310	1,184
20	0,2972	0,2732	0,244	45	2,680	2,455	1,238
21	0,3284	0,3036	0,269	46	2,859	2,618	1,294
22	0,3620	0,3350	0,296	47	3,031	2,780	1,351
23	0,4000	0,3700	0,324	48	2,222	2,955	1,409
24	0,4420	0,4080	0,351	49	3,410	3,138	1,468
25	0,4850	0,4500	0,382	50	3,623	3,338	1,529
26	0,5360	0,4946	0,413	51	3,831	3,530	1,592
27	0,5974	0,5484	0,458	52	4,053	3,725	1,653
28	0,6692	0,6130	0,479	53	4,284	3,940	1,718
29	0,7586	0,6884	0,512	54	4,530	4,160	1,784
30	0,8762	0,8073	0,550	55	4,778	4,390	1,850
31	0,9500	0,8800	0,588	56	5,031	4,615	1,918
32	1,045	0,9620	0,626	57	5,298	4,869	1,987
33	1,138	1,049	0,666	58	5,548	5,100	2,057
34	1,239	1,140	0,707	59	5,810	5,350	2,129
				60	6,082	5,604	2,201

d. Détermination des poids des boulons et rivets.

Pour obtenir les dits poids, on peut ajouter à la longueur à serrer :
7 fois le diam. du boulon pour tête hexagonale et écrou
8 » » » carrée »
1,5 » de tige pour 2 têtes de rivets.

Poids de 100 têtes de rivets correspondant à différents diamètres de tige *d*.

$d =$	10	13	16	18	20	23	25	26 *mm*.
	0,44	0,97	1,80	2,57	3,52	5,35	6,88	7,73 *kg*.

* D'après *Redtenbacher*.

F. TABLES DE POIDS CONCERNANT LES FILS

a. Table de poids relative au fil de fer *).

Tableau comparatif des jauges des différents pays.

Jauge millimétrique		Poids de 1000 *m* de fil	Jauge de Birmingham	Jauge de Halifax	Jauge de Paris	Jauge de Westphalie	Jauge ordinaire de Wetsphalie
N°	Épaisseur *mm*	*kg*	N°	N°	N°	N°	
100	10	600,00	—	3/0	30	29	—
94	9,4	530,40	2/0	2/0	29	28	—
88	8,8	464,86	0	0	28	27	—
82	8,2	403,59	—	—	27	—	—
76	7,6	346,68	1	1	26	26	Ketten.
70	7,0	294,00	2	2	25	25	Schleppen.
65	6,5	253,50	3	3	24	—	—
60	6,0	216,00	4	4	23	24	Grob Rinken.
55	5,5	181,50	5	5	22	23	Fein »
50	5,0	150,00	6	6	21	—	—
46	4,6	126,96	7	7	20	22	Malgen.
42	4,2	105,84	8	8	19	21	Grob Mem.l.
38	3,8	86,64	9	9	—	20	Mittel »
34	3,4	69,36	10	10	18	19	Fein »
31	3,1	57,66	11	11	17	18	Klink Memel.
28	2,8	47,04	12	12	16	17	Natel.
25	2,5	37,50	13	13	15	16	Mittel.
22	2,2	29,04	—	—	14	15	Dünn Mittel.
20	2,0	24,00	14	14	13	14	3 Schillings.
18	1,8	19,44	15	15	12	13	4 »
16	1,6	15,36	16	16	11	11	2 Band.
14	1,4	11,76	17	17	9	10	1 »
13	1,3	10,17	—	—	8	9	—
12	1,2	8,64	18	18	7	8	3 Band.
11	1,1	7,26	—	19	6	7	4 »
10	1,0	6,00	19	20	5	6	5 »
9	0,9	4,86	20	21	4	5	6 »
8	0,8	3,84	21	22	3	4	7 »
7	0.7	2,94	22	23	2	2	Ord. Münster, ou 1 Blei
6	0,6	2,16	23	25	1	1	Gattung, ou 2 Blei.
5 5	0,55	1,81	24	—	—	—	Feine Gattung.
5/	0 5	1,50	25	26	*P.*	—	1 Hole, ou 4 Blei.
4/5	0,45	1,26	26	27	*P.* 1	—	2 » 5 »
4	0,4	0,96	27	28	*P.* 2	—	3 6 »
3/7	0,37	0,82	28	29	*P.* 3	—	4 » 7 »
3/4	0,34	0,69	29	30	*P.* 4	—	5 » 8 »
3/1	0,31	0,58	30	31	*P.* 5	—	6 » 10 »
2/8	0,28	0,47	—	32	*P.* 6	—	7 » 12 »
2/6	0,26	0,41	31	33	*P.* 7	—	8 » 14 »
2/4	0,24	0,35	—	34	*P.* 9	—	9 » 16 »
2/2	0,22	0,29	32	36	*P.* 10	—	10 » 18 »
2	0,2	0,24	33	37	*P.* 11	—	11 - 20 »

*) La concordance des numéros n'est qu'approchée.

b. **Table de poids relative aux fils étirés de laiton et de cuivre.**

N° du fil	Épaisseur du fil	Poids de 1000 m. de fil de		N° du fil	Épaisseur du fil	Poids de 1000 m. de fil de	
		laiton	cuivre			laiton	cuivre
	mm	*kg*	*kg*		*mm*	*kg*	*kg*
1/4	0,14	0,133	0,137	14	1,4	13,21	13,66
1/5	0,15	0,152	0,174	16	1,6	17,25	17,84
1/6	0,16	0,173	0,178	18	1,8	21,84	22,58
1/7	0,17	0,195	0,201	20	2	26,96	27,88
1/8	0,18	0,218	0,226	22	2,2	32,62	33,74
2	0,2	0,270	0,279	25	2,5	42,13	43,56
2/2	0,22	0,326	0,337	28	2,8	52,84	54,65
2/4	0,24	0,388	0,402	31	3,1	64,39	66,98
2/6	0,26	0,456	0,471	34	3,4	77,45	80,57
2/8	0,28	0,528	0,546	38	3,8	96.75	100,65
3/4	0,31	0,648	0,670	42	4,2	118,19	122,95
3/4	0,34	0,779	0,806	46	4,6	141,77	147,49
3/7	0,37	0,923	0,954	50	5	169,50	174,25
4	0,4	1,078	1,115	55	5,5	202,68	210,84
4/5	0,45	1,365	1,411	60	6	241,20	250,92
5	0,5	1 685	1,742	65	6,5	283,08	294,48
6	0,6	2,426	2,509	70	7	328,30	341,53
6/5	0,65	2,848	2,945	76	7,6	386,99	402,59
7	0,7	3,303	3,415	82	8,2	450,51	468,66
8	0,8	4,314	4,461	88	8,8	518,85	539,76
9	0,9	5,459	5,64	94	9,4	592,00	615,87
10	1	6,740	6,970	100	10	670,00	697,00
11	1,1	8,155	8,434				
12	1,2	9,706	10,04				
13	1,3	11,39	11,78				

c. **Tableau de poids des fils télégraphiques.**

1) Fil de fer, rougi et huilé : 1 *m* de 5 *mm* de diam. pèse 153 *gr.*
1 » 4 » » 97 »

2) Fil de fer galvanisé : 1 *m* de 5 *mm* de diam. pèse 156 *gr.*
1 » 4 » » 105 »
1 » 3,5 » » 84 »

II. TABLES DE CHARGES *)

A. CHARGES DES TOITURES

a. **Poids propre en *kg* par m^2 de la projection horizontale du toit.**

	Mode de couverture	Pente = $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{10}$
Chevrons en bois	Couche de tuiles simple	141	120	112	—	—	—	—	—	—
	» » double	176	150	140	—	—	—	—	—	—
	Ardoises	106	90	84	81	—	—	—	—	—
	Asphalte av. lit de terre fr.	106	90	84	81	79	78	77	77	77
	» » carreaux	141	120	112	108	105	104	103	102	102
	Carton bitumé	42	36	34	32	32	31	31	31	31
	Tôle de fer ou de zinc	56	48	45	43	42	42	41	41	41
Chevr. en fer sur cornières	Tôle de fer plane	35	30	28	27	26	26	26	26	26
	Feuilles de zinc ondulées	34	29	27	26	25	25	25	25	24
	Tôle de fer ondulée	31	26	25	24	23	23	23	23	22
	Ardoises	71	60	56	54	53	52	52	51	51

b. **Charge totale en *kg.* par m^2 de la projection horizontale du toit.**

Chevrons en bois	Couche de tuiles simple	367	276	241	—	—	—	—	—	—
	» » double	381	306	269	—	—	—	—	—	—
	Ardoises	331	246	213	191	—	—	—	—	—
	Asphalte av. lit de terre fr.	331	246	213	194	180	177	175	169	167
	» » carreaux	367	276	241	221	210	203	201	194	194
	Carton bitumé	268	192	162	146	137	130	129	123	122
	Tôle de fer ou de zinc	282	204	174	157	147	140	139	133	133
Chev. en fer	Tôle de fer plane	264	186	157	143	132	128	124	121	119
	Feuilles de zinc ondulées	263	187	156	142	131	127	122	120	117
	Tôle de fer ondulée	259	182	152	139	129	125	122	118	116
	Ardoises	299	216	185	189	160	154	149	146	144

*) D'après H. Müller-Breslau.

B. CHARGES DES PONTS

a. Ponts-routes.

1. *Charge permanente.* — Pour ponts-routes en fer à *poutres* : de 5,5 *m.* de largeur de chaussée et 1 *m* de largeur de trottoir, c'est-à-dire pour une largeur totale de 7,5 *m*, le poids par *m* de la portée l est d'après Laissle et Schübler :

α. Dans le cas d'un empierrement de 0,2 *m* d'épaisseur

$$p = 42\ l + 3600\ kg.$$

β. Dans le cas d'un double platelage en chêne :

$$p = 28\ l + 1300\ kg.$$

Le poids du fer entrant dans les dits ponts est :

$$\alpha)\ p_1 = 42\ l + 900\ kg.$$

$$\beta)\ p_1 = 28\ l + 600\ kg.$$

Le poids propre des ponts-routes en arc comporte, d'après *Heinzerling*, par m^2 du tablier :

$$p = 10,6\ l + 925\ kg \text{ pour chaussée pavée,}$$

$$p = 7,06\ l + 340\ kg \text{ pour double plancher.}$$

Le poids des *ponts suspendus* pour piétons seulement comporte, d'après *Heinzerling*, par m^2 du tablier :

$$p = 1,36\ l + 153\ kg;$$

dans le cas où la chaussée du pont est pavée,

$$p = 6,5\ l + 90\ kg.$$

2. *Charge variable* ou *surcharge.* Pour calculer les petits ponts-routes, on suppose ordinairement une charge de 400 *kg* par m^2 du tablier, pouvant provenir d'une foule compacte, ensuite une charge provenant d'un rouleau écraseur de 6000 *kg* et d'une voiture de roulage avec charge sur essieux de 4000 à 6000 *kg* pour écartement entre essieux de 3,0 à 3,5 *m.*

Dans le cas où des chariots les plus lourds traversent le pont, il faut admettre une surcharge par essieu de 10000 *kg* pour un écartement de 4,5 *m.* Il suffit, dans ce cas, pour calculer le pont, de supposer une telle voiture roulant au milieu du pont et le reste du tablier chargé d'une foule compacte.

Extrait de la circulaire ministérielle du 9 juillet 1877.

Ponts supportant des voies de terre.

Les voitures à 2 roues les plus lourdes seront attelées de 5 chevaux, leur poids est de 11 tonnes.

Les voitures à 4 roues les plus lourdes seront attelées de 8 chevaux, poids total : 16 tonnes.

Les poids minimum à admettre sont :

pour une voiture à 2 roues : 6 tonnes,

» » à 4 roues : 8 tonnes.

Une file de voitures occupe une zone de $2^m,50$ de largeur.

La surcharge uniformément répartie sera admise à 300 *kg* par mètre carré. Le trottoir est toujours supposé chargé.

La disposition des charges concentrées des chariots a été établie comme suit par M. Kleitz (*Annales des Ponts et Chaussées*, 1877, 2e sem.), en supposant le poids des chevaux de 500 *kg* (Voir fig. 429).

Fig. 429.

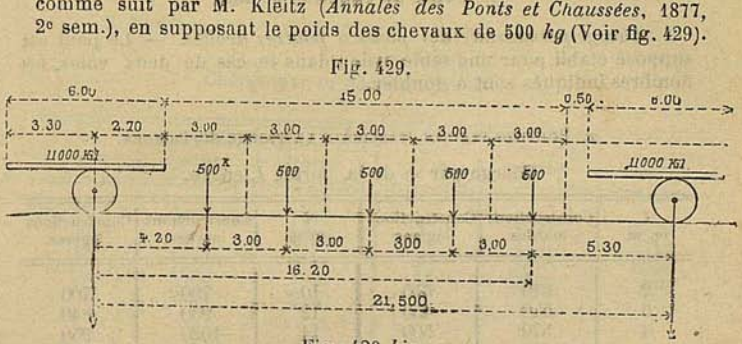
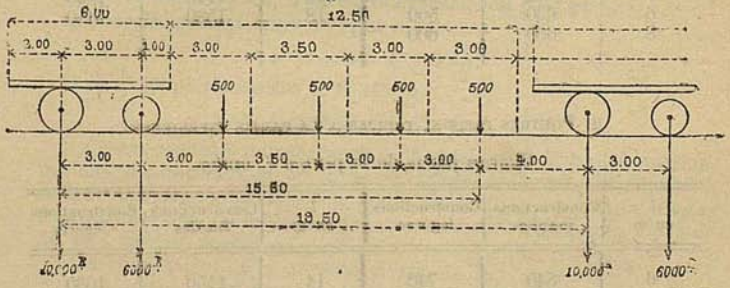


Fig. 429 *bis*.



Le tableau suivant donne les charges par *m* courant correspondant à une file de chars de 11000 ou 16000 *kg*.

Travée	Chars de 11000 *kg*	Chars de 16000 *kg*	Travée	Chars de 11000 *kg*	Chars de 16000 *kg*
3	7333	6656	18	1287	1719
4	5500	5210	20	1177	1600
5	4400	4352	25	980	1384
6	3667	3760	30	851	1237
7	3143	3365	35	809	1190
8	2750	3056	40	770	1160
9	2455	2816	45	735	1135
10	2218	2624	50	704	1126
12	1857	2293	60		1067
14	1610	2051	70		1045
16	1429	1864	80		1040

b. Ponts de chemins de fer.

1. *Charge permanente des ponts à poutres droites.* — Le pont est supposé établi pour une seule voie ; dans le cas de deux voies, les nombres indiqués sont à doubler.

α. Poutres pleines, tablier a la partie supérieure.

Charge par m de la portée l, en kg.

l en m	Constructions lourdes	Constructions légères	l en m	Constructions lourdes	Constructions légères
2	610	610	10	790	700
3	510	450	12	930	840
4	570	500	14	1020	950
5	620	550	16	1140	1060
6	630	560	18	1530	1410
8	660	600			

β. Poutres pleines, tablier a la partie inférieure.

Charge par m de la portée l, en kg.

l en m	Constructions lourdes	Constructions légères	l en m	Constructions lourdes	Constructions légères
6	840	740	14	1150	1060
8	950	780	16	1220	1100
10	970	870	18	1320	1200
12	1090	980			

γ. Poutres paraboliques, poutres de Schwedler et de Pauli.

Charge par m de la portée l, en kg.

l en m	Constructions lourdes	Constructions légères	l en m	Constructions lourdes	Constructions légères
25	1220	1090	70	2560	2310
30	1480	1320	80	2780	2710
40	1640	1460	90	3270	3080
50	1760	1550	100	3760	3370
60	2320	2080			

δ. Poutres demi-paraboliques et a membrures parallèles.

Charge par m de la portée l, en kg.

l en m	Constructions lourdes	Constructions légères	l en m	Constructions lourdes	Constructions légères
25	1280	1140	70	2560	2310
30	1540	1380	80	2780	2710
40	1740	1510	90	3270	3080
50	1820	1600	100	3760	3370
60	2380	2120			

Dans les ponts en arc, d'après Heinzerling, on peut poser :

α) pour les portées entre 10 et 50 m,

$$p = 4{,}07\ l + 795\ kg;$$

β) pour les portées entre 50 et 100 m,

$$p = 8{,}65\ l + 575\ kg.$$

2. *Charge variable ou surcharge.* — Les tableaux de transformation des charges dues aux locomotives en charges uniformément réparties se trouvent page 338. Dans les ponts en arc, on peut faire usage, d'après *Rugesser*, du tableau suivant donnant les charges en t par m de voie, et dans lequel :

v_1, sert au calcul de la poussée maximum H_1;

v_2, au calcul de la poussée H_2 correspondant au cas où le pont entier est chargé et où la première roue du train se trouve au-dessus d'une retombée;

v_3, au calcul de la réaction verticale engendrée en même temps que H_2 sur la retombée au-dessus de laquelle se trouve la première roue du convoi;

v_4, au calcul de la poussée horizontale engendrée par un convoi réparti sur la demi-poutre;

v_5, au calcul de la réaction verticale engendrée par la charge précédente et sur la retombée du côté non chargé.

Portée en m	Arc à 3 articulations			Arc à 2 articulations			Arc à 2 ou 3 articulations	
	v_1	v_2	v_3	v_1	v_2	v_3	v_1	v_3
10	7,34	4,33	12.10	6,81	4.64	11,36	8,28	12,10
12	6,48	4,05	11.16	5,83	4,61	10,71	7,67	11.16
15	5,79	3.87	9,79	5,18	4.15	8,88	6,87	9,79
18	5,47	3.97	8,71	4,99	4.08	7,73	6,37	8,71
20	5,32	4,26	8,22	4,97	4,42	7,32	6,26	8,22
25	4,79	4,45	7,48	4,95	4.64	6,72	6,00	7,48
30	4,69	4,64	6,83	4,89	4.59	6,16	5,76	6,83
35	4,71	4,70	6,40	4,78	4,53	5,82	5,56	6,40
40	4,80	4.69	6.24	4,73	4,65	5,80	5,47	6.24
50	4,72	4.54	5,98	4,71	4,53	5,66	5,26	5,98
60	4,53	4,26	5,74	4.48	4.18	5,45	5,00	5,74
70	4,30	3,96	5,54	4,21	3.84	5,32	4,75	5,54
80	4,10	3.56	5,46	3,96	3,55	5,26	4.53	5,46
90	3,91	3.30	5,37	3,73	3,32	5,19	4,34	5,37
100	3,74	3,08	5,26	3,56	3,14	5,09	4.17	5,26

Extrait de la circulaire ministérielle du 9 *juillet* 1877.

Ponts supportant des voies de fer.

Le coefficient de travail par mm^2 ne devra pas dépasser :

1,5 *kg* pour la fonte travaillant à l'extension directe,

3 *kg* » » » dans une pièce fléchie,

5 *kg* » » » à la compression,

6 *kg* pour le fer forgé ou laminé.

L'administration se réserve d'admettre des limites plus élevées pour des grands ponts.

Les charges concentrées d'un train pourront être remplacées par des surcharges uniformément réparties contenues dans le tableau suivant :

Portée en m	Charge variable en *kg* par m	Portée en m	Charge variable en *kg* par m	Portée en m	Charge variable en *kg* par m
2	12000	14	5900	50	3900
3	10500	15	5700	55	3800
4	10200	16	5500	60	3700
5	9800	17	5400	70	3500
6	9500	18	5200	80	3400
7	8900	19	5100	90	3300
8	8300	20	4900	100	3200
9	7800	25	4500	125	3100
10	7300	30	4300	150 et plus	3000
11	6900	35	4200		
12	6500	40	4100		
13	6200	45	4000		

Un pont sera soumis à deux natures d'épreuves; l'une par poids mort, l'autre par poids roulant.

Dans le cas de poutres continues, un train ne couvrira pas plus de deux travées successives. Le poids du train devra être au moins égal à celui d'un train de même longueur, composé d'une locomotive pesant, tender y compris, 72 *t* et d'une suite de wagons pesant chacun 15 *t*.

Le train séjournera au moins pendant 2 heures après que les tassements auront fini de se manifester.

Pour les ponts en arc, on chargera d'abord la totalité de la longueur et ensuite la moitié seulement.

L'épreuve par poids roulant aura lieu à une vitesse de 25 *km* par heure, si c'est un train de marchandises, et de 50 *km* à l'heure si c'est un train de voyageurs.

Dans les ponts à deux voies, l'épreuve de chaque voie sera faite séparément, puis simultanément.

C. CHARGES DES PLAFONDS ET PLANCHERS

a) Poids propres des planchers plats, avec hourdis.

Matériaux			kg par m^2
Planchers en maçonnerie de brique, épaisseur 1/2 brique, avec reins, voligeage et parquetage			375
Les mêmes, sans parquetage			325
Les mêmes, épaisseur 1/4 brique, avec reins, avec voligeage et parquetage			250
Les mêmes, sans parquetage			200
Hourdis en poteries creuses; hauteur des poteries	0,104 *m*		93
»	»	0,130	110
»	»	0,156	131
»	»	0,183	148
»	»	0,261	196

b. Poids propres des planchers intermédiaires en bois.

Désignation de la construction du plancher.	Distance de milieu à milieu des solives			
	0,9 *m.*		1,2 *m.*	
	Sections des solives en *cm.*			
	20 × 25	25 × 30	20 × 25	25 × 30
	Poids en *kg.* par m^2 :			
Solives avec lames de parquet	61	81	56	66
Plafond à caissons simples sans stuc.	122	142	112	132
» avec demi-clayonnage et stuc.	279	330	305	376
» avec clayonnage et terre	203	228	198	213
Demi-clayonnage	254	305	279	345
Clayonnage entier	355	406	380	447

Remarque. — Le poids des plafonds hourdés augmente d'environ 25 *kg.* par *m* pour chaque augmentation d'épaisseur des solives de 2,5 *cm.*

c. Charge variable des planchers.

Charge des planchers des :	*kg* par m^2	Charge des planchers des :	*kg* par m^2
Chambres habitées	152	Magasin de marchandises	760
Salles de danse	253	Magasin à sel	600
Greniers à foin	406	Charge provenant d'une foule	400
Greniers à blé	457		

d. Charge totale des planchers et plafonds.

Matériaux.	*kg* par m^2
Solives, platelage simple, sans clayonnage	280
» avec clayonnage et torchis en terre	430
» clayonnage et voligeage pour maisons d'habitation	500
» pour salles de bal	710
» pour ateliers	760
» avec hourdis	580
» dans greniers à blé	850
Plafonds de maisons d'habitation sous la toiture	735

Matériaux.	*kg* par m^2
Planchers-voûtés avec solives en fer, épaisseur 1/2 brique, avec remplissage des reins, parquetage et voligeage	750
Plafonds-voûtés sans parquetage	700
» épaisseur 1/4 de brique, avec parquet	525
» » 1/4 » sans »	485
Planchers pour magasins à sel, avec 3 rangées de tonneaux superposés	800
Planchers pour magasins à laine	750
Toiture en projection horizontale, y compris pression du vent et neige	250

III. TABLES DES MONNAIES ET MESURES

A. TABLES DES MONNAIES

	Francs	centimes
Allemagne. Argent. 1 mark = 100 pfenning	1	23,5
Or. 1 krone = 10 marks	12	35
1 *kg* or fin = 2790 marks.		
1 *kg* argent fin = 200 marks.		
1 *kg* or = 15 1/2 *kg* argent.		
Amérique centrale et Chili. Argent 1 peso = 100 centavos	5	—
Or. 1 condor = 2 doblons = 5 escudos = 10 pesos	47	28
Arabie. 1 piastre de Moka	4	40
Autriche-Hongrie. Argent. 1 florin = 10 kreutzer	2	47
Or. 8 florins = 20 francs, 4 florins = 10 francs.		
Belgique. (Comme la France.)		
Bolivie. Argent. 1 piastre = 8 reales	5	40
1 bolivian (1/2 piastre)	2	50
Or. 1 once = 4 escudos d'or = 17 piastres	91	80
1 escudo d'or	22	95
1/2 escudo	11	48
Brésil. 1 piastre courante = 1 milreïs = 100 reïs.	2	83
1 conto de reïs = 1000 reïs.		
Danemarck. 1 krone = 100 ore	1	39

	Francs	Centimes
Égypte. Argent. 1 piastre = 40 paras à 3 aspres courtes	—	25
Or. 100 piastres.	25	61
1 bourse de 5 livres = 500 piastres.		
Espagne. Argent. (5 pesatas = 5 francs); 1 pesata .	—	93
1 escudo (couronna) = 10 réales de 10 décimes .	2	60
Or. 1 doublon = 10 escudos.	26	—
(On compte habituellement en duros (peso fuerte) de 20 réales = 5,20 francs.		
États-Unis de l'Amérique du Nord. Argent. 1/2 dollar = 5 dimes de 10 cents	2	50
Or. 1 dollar = 100 cents	5	18
1 eagle (aigle = 10 dollars	51	83
France. Argent. 1 franc = 20 sous = 100 centimes.		
Or. Pièces de 100, 50, 20, 10 et 5 francs.		
1 *kg* d'or au titre 0,900 = 3100 francs.		
1 *kg* d'argent au titre 0.900 = 198,50 fr.		
Grande-Bretagne et Irlande. Argent. 1 shilling . .	1	16
Or. 1 souverain ou livre sterling = 20 shillings à 12 pence à 12 farthings.	25	22
Grèce. Argent. 1 drachme = 100 lepta	1	—
Italie. Argent. 1 lire = 100 centesimi (centimes) . .	1	—
1 ducato = 100 grani (Sicile) . . .	4	30
Japon. Or. 1 yen = 100 sen.	5	17
Mexique. Argent. 1 piastre = 8 réaux de plata = 100 centavos	5	43
Or. 1 piastre (peso).	5	10
1 once d'or	81	60
Pays-Bas. Argent. 1 florin = 100 cents	2	10
Or. 1 Guillaume = 100 florins	20	85
Pérou. Argent. 1 sol = 100 centavos.	5	—
Portugal Or. 1 couronne (corôa) = 10 milreïs = 10000 reïs	56	—
1 moeda = 4800 reïs. 1 cruzado = 1200 reïs.		
(1 conto = 1000 reïs)		
Roumanie. Argent. 1 ley = 100 banis (centimes) . .	1	—
Russie. Argent. 1 rouble = 100 kopecks.	3	99
Or. 3 roubles.	12	40
1/2 impériale = 5 roubles	20	66
Finlande. 1 mark = 100 penni	1	—
Serbie. 1 dinar = 100 paras.	1	—
Suède et Norwège. Or. 20 kronor	27	78
1 krona ou krone = 100 ore.	1	39
Suisse. 1 franc = 100 centimes.	1	—
Turquie. Argent. 1 piastre = 40 paras à 3 piastres courantes	—	22
1 medjidié = 20 piastres	4	44
Or. 1 medjidié = 100 piastres	22	78
1 bourse = 500 piastres	113	93

B. — TABLEAU DES POIDS ET MESURES.

Tableau des mesures légales de France.

Mesures de longueur.

Myriamètre	10000 mètres.
Kilomètre	1000 mètres.
Hectomètre	100 mètres.
Décamètre	10 mètres.
MÈTRE	*Unité fondamentale des poids et mesures.* 1/10 000 000 du quart du méridien terrestre.
Décimètre	1/10 du mètre.
Centimètre	1/100 du mètre.
Millimètre	1/1000 du mètre.

Mesures agraires.

Hectare	100 ares ou 10 000 mètres carrés.
ARE	100 mètres carrés, carré de 10 mètres de côté.
Centiare	1/100 de l'are, ou mètre carré.

Mesures de capacité pour les liquides et les matières sèches.

Kilolitre	1000 litres.
Hectolitre	100 litres.
Décalitre	10 litres.
LITRE	1 décimètre cube.
Décilitre	1/10 du litre.

Mesures de solidité.

Décastère	10 stères.
STÈRE	Mètre cube.
Décistère	1/10 du stère.

Poids.

MILLIER	1000 kilogrammes, poids du mètre cube d'eau et du TONNEAU de mer.
QUINTAL	100 kilogrammes, quintal métrique.
KILOGRAMME	1000 gr Poids dans le vide d'un décimètre cube d'eau distillée à la tempér. de 4 degrés centig.
Hectogramme	100 grammes.
Décagramme	10 grammes.
GRAMME	Poids d'un centim. cube d'eau à 4 degr. centig.
Décigramme	1/10 du gramme.

Centigramme.....	1/100 du gramme.
Milligramme.....	1/1000 du gramme.

Monnaie.

Franc.....	5 grammes d'argent au titre de 9/10 de fin.
Décime.....	1/10 du franc.
Centime.....	1/100 du franc.

Conformément à la disposition de la loi du 18 germinal an III, concernant les poids et les mesures de capacité, chacune des mesures décimales de ces deux genres a son double et sa moitié.

Mesures spéciales usitées dans la Marine française.

Lieue marine ou géographique.	5555 mèt. ou 1/20 de degré de mérid.
Mille marin.....	1852 mèt. ou 1/60 de degré de mérid.
Brasse, 5 pieds.....	$1^{m},624$.
Encablure nouvelle.....	$200^{m},000$.
Encablure ancienne, 100 toises.	$194^{m},904$.
Nœud (mesure de vitesse).....	1852 mètres ou 1 mille à l'heure, ou $0^{m},51444$ par seconde.
Tonneau de jauge.....	2,83 mètres cubes.

Comparaison des anciennes mesures françaises aux mesures légales actuelles.

Mesures de longueur.

Toise.....	$1^{m},94904$
Pied, 1/6 de toise.....	$0^{m},32484$
Pouce, 1/12 de pied....	$0^{m},02707$
Ligne, 1/12 de pouce...	$0^{m},00226$

Inversement.

1 mètre vaut.....	0,513074 toise.
1 mètre vaut : 3 pieds et 11,296 lig.	

Mesures de superficie.

Toise carrée.....	$3^{mq},7987$
Pied carré.....	$0^{mq},1055$

Mesures agraires.

	Côté du carré correspondant.	Valeur en pieds carrés.	Valeur en toises carrées.	Valeur en mètres carrés.
Perche des eaux et forêts....	22 pieds.	484	13,44	51,07
Arpent des eaux et forêts.....	220 pieds.	48400	1344,44	5107,20
Perche de Paris.....	18 pieds.	324	9,00	34,19
Arpent de Paris.....	180 pieds.	32400	900,00	3418,87
Are.....	10 mètres.	947,7	26,32	100,00
Hectare.....	100 mètres.	94768,2	2632,45	10000,00

Conversion des arpents en hectares et des hectares en arpents.

Nombre d'arpents	Conversion des arpents de Paris en hectares.	Conversion des arpents des eaux et forêts en hectares.	Nombre d'hectar.	Conversion des hectares en arpents de Paris.	Conversion des hectares en arpents des eaux et forêts.
1	0 3419	0.5107	1	2.9249	1.9580
2	0.6838	1.0214	2	5.8499	3.9160
3	1.0257	1.5322	3	8.7748	5.8741
4	1.3675	2.0429	4	11.6998	7 8321
5	1.7094	2.5536	5	14.6247	9.7901
6	2.0513	3.0643	6	17.5497	11.7481
7	2.3932	3.5750	7	20.4746	13.7061
8	2.7351	4.0858	8	23.3995	15.6642
9	3.0770	4.5965	9	26.3245	17.6222
10	3.4189	5.1072	10	29.2494	19.5802
100	34.1887	51.0720	100	292.4944	195.8020
1000	341.8869	510.7200	1000	2924.9437	1958.0201

Mesures de capacité.

1 boisseau..... litres 13
1 setier ou 12 bois. hectol. 1,560

Inversement.

1 hectolitre..... setier 0,641

Poids.

1 grain..... grammes 0,053
1 gros ou 72 grains. gram. 3,82
1 once ou 8 gros..... 30,59
1 livre ou 16 onces..... 489,51

Inversement.

1 gramme vaut 19 grains.
1 kil. vaut 2 livres, 5 gros, 35 grains.

Mesures anglaises.

Abréviations usuelles.	Noms systématiques.	Valeurs relatives.	Valeurs en mesures françaises.
	Mesures de longueur.		Mètres.
In.	Inch ou pouce.....	»	0 02540
Ft.	Foot ou pied.....	12 In.....	0.30479
Yd.	YARD.....	3 Ft.....	0.91438
Fth.	Fathom (brasse).....	2 Yds.....	1.82877
»	Pole ou perch.....	5,5 Yds.....	5.02911
»	Furlong.....	220 Yds.....	201.16437
Mi.	Mile (Statute mile).....	1760 Yds.....	1609.3149
	Lieue marine.....	3,454 mi.....	5558.

Mesures anglaises (*suite*).

Abréviations usuelles.	Noms systématiques.	Valeurs relatives.	Valeurs en mesures françaises.
	Mesures de superficie.		Mètres carrés.
»	Square inch ou pouce carré.	»	0.00 06 45
»	Square foot ou pied carré.	144 pouces carrés.	0.09 29
»	YARD CARRÉ.	9 pieds carrés.	0.83 61
			Ares.
»	Pole carré.	30 1/4 yards carr.	0.25 30
»	Rood.	1210 yards carrés.	10.11 68
			Hectare.
»	Acre.	4840 yards carrés.	0.40 47
	Mesures de capacité.		Litres.
»	Gill.	»	0.1420
Pt.	Pint.	4 Gills.	0.5679
Qt.	Quart.	2 Pts.	1.1359
Gal.	GALLON.	4 Qts.	4.5435
Pck.	Peck.	2 Gals.	9.0869
Bu.	Bushel.	4 Pcks.	36.3477
»	Sack.	3 Bus.	109.0430
»	Quarter.	8 Bus.	290.7813
»	Chaldron.	12 Sacks.	1308.5160
	Mesures de solidité.		Mètres cubes.
»	Cubic inch, pouce cube.	»	0.000 016
»	Cubic foot, pied cube.	1728 pouces cubes.	0.028 315
»	CUBIC YARD.	27 pieds cubes.	0.764 513
»	Tonneau de mer.	40 pieds cubes.	1.132
»	Load (last de bois).	50 pieds cubes.	1 415
»	Cubic fathom.	216 pieds cubes.	6.116

Poids.

1° Mesures dites *Troy Weight* (non usitées, sauf pour les métaux précieux et la pharmacie).

			Grammes.
»	Grain.	»	0.065
»	Penny weight.	24 Grains.	1.555
»	Ounce.	20 Pennyweights.	31.103
»	TROY POUND.	12 Ounces.	373.242

2° Mesures dites *Avoir du poids Weight* (mesures usuelles).

			Grammes.
Dr.	Dram.	»	1.772
Oz.	Ounce.	16 Dr.	28.350
Lb.	AVOIR DU POIDS POUND.	16 Oz.	453.593
St.	Stone.	14 Lb.	6 350.297
Qr.	Quarter.	2 St.	12 700.594
Cwt.	Hundred weight.	4 Qr.	50 802.377
Ton.	Ton.	20 Cwt.	1 016 047.541

Mesures de divers pays étrangers.

ALLEMAGNE

L'Allemagne a adopté le système métrique en 1872. Une décision de 1877 a rendu obligatoire l'emploi d'abréviations déterminées.

Longueur.

Stab	mètre.
Neuzoll	centimètre.
Strich	millimètre.
Kette	décamètre.
Mille	7 500 m.

Abréviations.

Kilometer	km.
Meter	m.
Centimeter	cm.
Millimeter	mm.

Superficie.

Quadratstab	mètre carré.

Abréviations.

Quadrat kilometer	qkm.
Hectar	ha.
Ar	a.
Quadrat meter	qm.
Quadrat centimeter	qcm.
Quadrat millimeter	qmm.

Volume.

Kubicstad	mètre cube.
Kanne	litre.
Schoppen	demi-litre.
Scheffel	50 litres.
Fass	hectolitre.

Abréviations.

Kubikmeter	cbm.
Hectoliter	hl.
Liter	l.
Kubic centimeter	ccm.
Kubic millimeter	cmm.

Poids.

Neuloth	décagr.
Pfund	demi-kilogr.
Centner	50 kilogr.
Tonne	1000 kilogr.

Abréviations.

Tonne	t.
Kilogramm	kg.
Gramm	g.
Milligramm	mg.

Les abréviations ci-dessous indiquées doivent être placées à la fin du nombre complet et non au-dessus de la virgule qui sépare les unités indiquées par l'abréviation et les décimales.

Anciennes mesures de longueur.

	mètres.
Linie (ligne)	0,00218
Zoll (pouce) 12 lignes	0,02615
Fuss (pied) 12 pouces	0,31385
Pas 2,4 pieds	0,75325
Faden (brasse) 6 pieds	1,88312
Ruthe (perche) 12 pieds	3,76624
Meile (mille) 2000 perch.	7532,48393
Nouveau mille	7500,00000
Anc. pied de Carlsruhe	0,30
Anc. pied de Hambourg	0,2878
Ancien pied de Munich	0,2918
Anc. p. de Nuremberg	0,3038

Anciennes mesures de superficie.

	mèt. car.
Pouce carré	0,000684
Pied carré	0,098501

Anciennes mesures de poids.

	gr.
Quentchen, 10 zents	1,6667
Loth, 10 quentchen	16,667
Pfund, 30 loths	500,000
	kilogr.
Centner	50,000
Tonne	150,000
Schiffslast	2000,000

AUTRICHE-HONGRIE

L'Autriche-Hongrie a adopté le système métrique français depuis le 1er janvier 1876.

Anciennes mesures de longueur.

	mètres.
Linie (ligne)	0,002195
Zoll (pouce) 12 lignes	0,026340
Fuss (pied) 12 pouces	0,316081
Pas, 2.4 pieds	0,758593
Klafter (toise) 6 pieds	1,896484
Aune, 2,465 pieds	0,7792
Faust (poing) 4 pouces	0,1054
Mille, 10 000 pas	7585,9372

1 poste = 2 milles.
Ingénieur ruthe (perche) = 10 pieds

à 10 pouces décimaux, à 10 lignes décimales.

Anciennes mesures de superficie.

	mèt. car.
Pied carré	0.0999
Joch	5755,44
Rabel (vignobles)	1438,86

Anciennes mesures de volume.

	litres.
Toise cube	6822,4
Metze (boisseau)	61,496
Mass impérial	1,415

Eimer (seau) = 40 mass, à 4 seidel, à 2 pfiff.

Fass (tonneau)	= 10 eimer.
Dreilling	= 30 eimer.
Fuder (char)	= 32 eimer.
Eimer de bière	= 42,5 mass.
Tonneau de bière	= 85 mass.

Anciennes mesures de poids.

Pfennig (sechzehntel) gr.	1,1
Achtel	2,2
Quentchen	4,4
Loth	17,5
Pfund (livre)	560,012
Centner (quintal) kilogr.	56

BELGIQUE

La Belgique a le même système de poids et mesures que la France.

CHINE

Longueur.

Tsun, 10 fen mètres	0,035
Chih, 10 tsun	0,358
Tchang, 10 chih	3,581
10 Li (env. 3 milles ang.) kilom.	4,827

Superficie.

Mau ou acre (2/13 de l'acre anglais) hect.	0,062262

Capacité.

1 ching. (10 koh)
1 tau (10 ching ou 10 catties)
1 hoh (5 tau)
1 chih ou 1 picul (2 hoh).
1 fu (6 tau, 4 ching)
1 yu (16 tau)
1 ping (16 hoh)

Poids.

1 li ou sapèque (cash) gr.	0,0378
1 fen ou candarine (10 li)	0,378
1 tsien ou mace (10 fen)	3.7796
1 liang ou tael (10 tsien)	37,796
1 kin ou catty (16 liang)	604,736
1 tau ou picul (100 kin) kg.	60.473
1 chih (120 kin)	72,568

DANEMARK

Longueur.

Pied, à 12 pouces, à 12 lignes mètres	0,31385
Aune (2 pieds)	0,6277
Brasse (3 aunes)	1,883
Perche (5 aunes)	3,138
Mül (lieue) kilomètres	7,532

Superficie.

Perche carrée m. q.	9,8504

Volume.

Pied cube m. c.	0,030920
Pot litres.	0,96503
Tonne (blé) (8 skieppe)	139.11
Laste (22 tonnes)	3060,0
Corde forestière (84 pieds cubes) st.	2,61239
Kanne de vin litre.	1,93224
Anker	36,6871
Fass (tonneau) = 2 pipes = 24 ankers	
Ohm de vin (4 ankers)	146,7486
Tonne (bière)	131,3923
Laste de harengs = 12 t. de bière	

Poids.

Livre de commerce, kil.	0,500
Once	1/16 livre
Loth	1/2 once.
Quentin	1/2 loth.
Ort	1/4 quent.
És	1/16 ort.
Grain	1/18 és.
Quintal	50 kilog.
Schiffpund (liv. de nav.)	160 —
Last	2000 —
Last de navire (52 qx.)	2600 —

ÉGYPTE

Système métrique français.

Coudée ancienne mèt.	0,525922

Superficie.

Fedan ares.	58,9824

ESPAGNE

L'Espagne a adopté le système métrique français depuis le 1er janvier 1859.

Anciennes mesures de longueur.

Pied de Burgos ou Burgales..... mèt.	0,27833
Palmo.....	0,20875
Aune de Castille.....	0,8359
Aune ou vara (pieds) de Burgos.....	0,83499
Estada (toise ou brasse).	1,672
Lega (lieue).....	6980,000
Lieue géographique...	6348,000
Lieue marine.....	5555,000

l'ied = 12 pouces = 16 doigts = 144 lignes = 1728 points.

Anciennes mesures de superficie.

Estadal (16 varas car.) ares	0,11155
Fanega.....	64,256
Arunzada.....	44,624

Anciennes mesures de volume.

Fanega (blé)..... litres	54,80
Cahiz (blé).....	657
Arroba mayor (vin).. lit.	16.137
Arroba minor (huile)...	12,564
Coudée cube.....	170.000
Pied cube.....	22,000

Anciennes mesures de poids.

Livre de Castille..... gr.	460,142

Quintal = 4 arrobas = 100 livres = 1 600 onces.

ÉTATS-UNIS D'AMÉRIQUE

Même système que l'Angleterre: mais l'usage du système métrique décimal est autorisé depuis 1876.

GRÈCE

Longueur.

Ora..... mèt.	500,000
Pic royal.....	1,000
Pic.....	0,669
Stadion.....	1000,000
Mille grec.....	10000,000

Superficie.

Strama..... mèt. car.	100,00

Volume.

Kilo royal.....	1 hectolitre

Litre = 10 kotylis = 100 mystras = 1000 kubus.

Poids.

Tonos (tonneau).....	1500
Talandos.....	150
Mine.....	1,500
Millar.....	478,720
Cantar.....	56,320
Oka.....	1,280

HOLLANDE

La Hollande a adopté le système métrique français en 1821, avec les dénominations suivantes:

Longueur.

El (aune).....	mètre.
Palm, Duin, Streep, divisions du mètre.	
Rœde (perche).....	décamètre.
Mijl (mille).....	kilomètre.
Brasse (vadem)....	1m,699.

Superficie.

Vierkante el.....	mètre carré.
Vierkant rœde....	are.
Runder.....	hectare.

Volume.

Cubieke el.....	mètre cube.
Visse (mesure de bois).....	stère.
Bat (baril).....	hectolitre.
Kan ou Kop (litron).	litre.
Maatje (verre).....	décilitre.
Vingerhœd (dé)....	centilitre.
Last.....	30 hectolitres.
Mudde ou Zak.....	hectolitre.
Schepel (boisseau).	décalitre.

Poids.

Pond (livre).....	kilogramme.
Ons (once).....	hectogramme.
Lood (gros).....	décagramme.
Wigtge (esterling)..	gramme.
Korrel (grain).....	décigramme.
Karat.....	20,5894 centig.

Anciennes mesures de longueur.

Pied du Rhin..... mètre	0,31382
Pied d'Amsterdam.....	0,28306

Anciennes mesures de poids.

Livre d'Amsterdam.. kilog.	0,494
Livre Troye de Hollande...	0,492

ITALIE

L'Italie a le système métrique français depuis 1859.

NORWÈGE

Même système que le Danemark

Tonne de goudron (120 pots danois).. litres	115,93

PORTUGAL

Longueur.

Vare (5 palmes).. mèt.	1,10
Pied (12 pouces).....	0,33
Palme (8 pouces)	0,22
Pouce.....	0,0275

Volume.

Pipa (30 almudes). litres	496.
Almude (12 canadas)..	16,54
Canada (4 quartilhas)..	1,38
Quartilha.....	0,34
Moio (60 alqueires). ..	811,23
Alqueires.....	13,52

Poids.

Livre (2 marcs ou 16 onces), grammes.	459
Arrobe.....	32 livres.
Quintal	4 arrobes.

ROUMANIE

Longueur.

Halibin (aune).. mèt.	0,7013
Eudèse.....	0.6623

Poids.

Oke..... kilogr.	1,2829

RUSSIE

Longueur.

Sagène (7 pieds). mèt.	2,13356
Pied (pied anglais) (12 pouces).....	0,304794
Archine (1/3 sagène)..	0,71119
Verschock (1/16 d'archine).....	0,04445
Verste (500 sagènes)..	1067,000

Brasse = 1 Sagène.

Superficie.

Sagène carrée.. m. q.	4,5521
Archine carrée.	0,5080
Deciatine impériale... ares.....	109,25

Volume.

Tschetvert..... litres	209,726
Tschetvérick (blé), ..	26,2175
Sagène cube	9632,000
Wedro (liquides). ...	12,229
Botchka (tonneau, 40 wedros).....	491,940

Poids.

Livre..... kil.	0,4095174
Poud (40 livres).....	16,381
Berkowits (10 pouds).	163,810
Tonne.....	1000,000
Tonneau de mer. ...	982,860
Last de navire (2 tonneaux).....	1965,720
Livre d'artillerie.....	0,489108

SUÈDE

Longueur.

Pied (10 pouces ou 100 lignes..... mètres	0,29687
Perche (10 pieds) mèt.	2,9687
Brasse (famn).....	1,781
Mille (3600 pieds). ..	1068,73

Superficie.

Pied carré..... m. q.	0,0881
Mille carré..... hect.	114,2183

Volume.

Pied cube..... litres	26,172

Poids.

Livre (skalpund) (100 orts ou 1000 grains) gr.	423,538
Quintal (100 livres)...	42353,8

SUISSE

La Suisse a adopté le système métrique français depuis le 1er janvier 1877.

Anciennes mesures de longueur.

Pied (10 pouces). mèt.	0,30
Toise (klafter).....	1,80
Lieue (wegstunde). ..	4800,00

TURQUIE

Longueur.

Archine..... mètres.	0,75774
Pic archine halebi (soieries et laines)..	0,6858
Pic archine indaséé (cotonnades et autres).	0,6525

Volume.

Métro (10 okes) (liq.) lit.	13.33
Oke (liquides).....	1,33
Kilo (céréales).....	35,27

Poids

Cantar (quintal, 22 cheky)..... kil.	56,408
Cheky (2 okes).....	2,564
Oke (400 drachmes)..	1,2829
Drachme (16 karats)..	0,003

C. TABLEAUX DE COMPARAISON DES MESURES DE DIVERS PAYS

Mètre.	France. Pieds de Paris.	Autriche Pied.	Prusse Pied.	Angleterre. Russie. Pied.	Bade Suisse. Pied.	Hanovre Pied	Bavière. Pied.	Saxe. Pied
				a. PIEDS.				
1	3,07844	3,16353	3,18620	3,28090	3,33333	3,42353	3,42631	3,53120
0,32484	1	1,02764	1,03500	1,06576	1,08280	1,11210	1,11300	1,14707
0,31608	0,97310	1	1,00717	1,03710	1,05367	1,08219	1,08306	1,11622
0,31385	0,96618	0,99289	1	1,02972	1,04618	1,07449	1,07536	1,10828
0,30179	0,93829	0,96423	0,97112	1	1,01597	1,04347	1,04432	1,07629
0,30000	0,92353	0,94906	0,95586	0,98427	1	1,02706	1,02789	1,05936
0,29210	0,89920	0,92406	0,93068	0,95833	0,97365	1	1,00081	1,03145
0,29186	0,89847	0,92331	0,92992	0,95756	0,97286	0,99919	1	1,03061
0,28319	0,87178	0,89588	0,90230	0,92911	0,94397	0,96951	0,97030	1
				b. PIEDS CARRÉS.				
1	9,47682	10 0079	10,1519	10,7642	11,1111	11,7206	11,7396	12,4694
0,10552	1	1,05604	1,07123	1,13585	1,17245	1,23677	1,23877	1,31577
0,09991	0,94693	1	1,01438	1,07557	1,11023	1,17113	1,17303	1,24595
0,09850	0,93350	0,98582	1	1,06032	1,09449	1,15452	1,15640	1,22828
0,09290	0,88040	0,92974	0,94311	1	1,03222	1,08885	1,09062	1,15841
0,09000	0,85291	0,90071	0,91367	0,96878	1	1,05485	1,05656	1,12224
0,08532	0,80856	0,85388	0,86616	0,91840	0,94799	1	1,00162	1,06389
0,08518	0,80725	0,85249	0,86475	0,91691	0,94646	0,99838	1	1,06216
0,08020	0,76001	0,80260	0,81415	0,86325	0,89107	0,93995	0,94148	1
				c. PIEDS CUBES.				
1	29,1739	31,6604	32,3459	35,3161	37,0370	40,1257	40,2235	44,0318
0,03428	1	1,08523	1,10873	1,21054	1,26953	1,37540	1,37875	1,50929
0,03158	0,92146	1	1,02165	1,11546	1,16982	1,26738	1,27047	1,39075
0,03092	0·90193	0,97881	1	1,09183	1,14503	1,24052	1,24354	1,36128
0,02832	0,82608	0,89619	0,91590	1	1,04871	1,13619	1,13896	1,24679
0,02700	0,78769	0,85483	0,87334	0,95353	1	1,08339	1,08603	1,18886
0,02492	0,72706	0,78903	0,80611	0,88014	0,92301	1	1,00244	1,09734
0,02486	0,72529	0,78711	0,80415	0,87800	0,92078	0,99757	1	1,09468
0,02271	0,66256	0,71904	0,73460	0,80206	0,84114	0,91129	0,91351	1

D. TABLES DE RÉDUCTION POUR LES MESURES MÉTRIQUES ET ANGLAISES.

a. Tableau pour la réduction des mesures angl. en mesures métriques.

Pieds Pieds carrés. Pieds cubes	*m*	m^2	m^3	Pouces Pouces carrés. Pouces cubes.	*cm*	cm^2	cm^3
1	0,30479	0,092900	0,028315	1	2,5400	6,4513	16,386
2	0,609589	0,185799	0,056630	2	5,0799	12,9027	32,773
3	0,914383	0,278699	0,084946	3	7,6199	19.3540	49,158
4	1,219178	0,371599	0,113261	4	10,1598	25,8054	65,544
5	1,523972	0,464498	0,141576	5	12,6998	32,2567	81.930
6	1,828767	0,557398	0,169891	6	15,2397	38,7081	98,317
7	2,133561	0,650298	0,198207	7	17,7797	45,1594	114,703
8	2,438356	0,743198	0,226522	8	20,3196	51,6108	131,089
9	2,743150	0,836097	0,254837	9	22,8596	58,0621	147,475
10	3,047945	0,929997	0,283152	10	25,3995	64.5135	163.861
11	3,352739	1,021897	0,311467	11	27,9395	70,9648	180,247

b. Tableau pour la réduction des mesures métriques en mesures anglaises.

m, m^2 m^3	Pieds.	Pouces.	Pieds carrés.	Pouces carrés.	Pieds cubes.	Pouces cubes.
1	3,2809	39,3708	10,7643	1550,06	35,3165	61025,8
2	6,5618	78,7416	21,5286	3100,12	70,6331	122051,7
3	9,8427	118,1124	32,2929	4650,18	105,9497	183077,5
4	13,1236	157,4831	43,0572	6200,24	141,2663	244103,3
5	16,4045	196.8539	53,8215	7750,30	176,5828	305129,1
6	19,6854	236,2247	64,5857	9300,35	211,8994	366155,0
7	22,9663	275,5955	75,3501	10850,41	247,2160	427180,8
8	26,2472	314,9663	86.1143	12400,47	282,5326	488206,6
9	29,5281	354,3371	96,8787	13950,53	317,8491	549232,5

c Tableau pour la réduction des pouces anglais en millimètres.

Pouce, demi, quart, huitième et seizième de pouce = millimètres.

1 pouce anglais = 25,399541 *mm*.

Pouces	0	1/16	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16
0	0,000	1,587	3,175	4,762	6,350	7,937	9,525	11,112	12,700	14,287	15,875	17,462	19,050	20,637	22,225	23,812
1	25,400	26,987	28,574	30,162	31,749	33,337	34,924	36,512	38,099	39,687	41,274	42,862	44,449	46,037	47,624	49,212
2	50,799	52,387	53,974	55,561	57,149	58,736	60,324	61,911	63,499	65,086	66,674	68,261	69,849	71,436	73,024	74,611
3	76,199	77,786	79,374	80,961	82,549	84,136	85,723	87,311	88,898	90,486	92,073	93,661	95,248	96,836	98,423	100,01
4	101,60	103,19	104,77	106,36	107,95	109,54	111,12	112,71	114,30	115,89	117,47	119,06	120,65	122,24	123,82	125,41
5	127,00	128,59	130,17	131,76	133,35	134,94	136,52	138,11	139,70	141,28	142,87	144,46	146,05	147,63	149,22	150,81
6	152,40	153,98	155,57	157,16	158,75	160,33	161,92	163,51	165,10	166,68	168,27	169,86	171,45	173,03	174,62	176,21
7	177,80	179,38	180,97	182,56	184,15	185,73	187,32	188,91	190,50	192,08	193,67	195,26	196,85	198,43	200,02	201,61
8	203,20	204,78	206,37	207,96	209,55	211,13	212,72	214,31	215,90	217,48	219,07	220,66	222,25	223,83	225,42	227,01
9	228,60	230,18	231,77	233,36	234,95	236,53	238,12	239,71	241,30	242,88	244,47	246,06	247,65	249,23	250,82	252,41
10	254,00	255,58	257,17	258,76	260,35	261,93	263,52	265,11	266,70	268,28	269,87	271,46	273,05	274,63	276,22	277,81
11	279,39	280,98	282,57	284,16	285,74	287,33	288,92	290,51	292,09	293,68	295,27	296,86	298,44	300,03	301,62	303,21
12	304,79	306,38	307,97	309,56	311,14	312,73	314,32	315,91	317,49	319,08	320,67	322,26	323,84	325,43	327,02	328,61
13	330,19	331,78	333,37	334,96	336,54	338,13	339,72	341,31	342,89	344,48	346,07	347,66	349,24	350,83	352,42	354,01
14	355,59	357,18	358,77	360,36	361,94	363,53	365,12	366,71	368,29	369,88	371,47	373,06	374,64	376,23	377,82	379,41
15	380,99	382,58	384,17	385,76	387,34	388,93	390,52	392,11	393,69	395,28	396,87	398,46	400,04	401,63	403,22	404,81
16	406,39	407,98	409,57	411,16	412,74	414,33	415,92	417,50	419,09	420,68	422,27	423,85	425,44	427,03	428,62	430,20
17	431,79	433,38	434,97	436,55	438,14	439,73	441,32	442,90	444,49	446,08	447,67	449,25	450,84	452,43	454,02	455,60
18	457,19	458,78	460,37	461,95	463,54	465,13	466,72	468,30	469,89	471,48	473,07	474,65	476,24	477,83	479,42	481,00
19	482,59	484,18	485,77	487,35	488,94	490,53	492,12	493,70	495,29	496,88	498,47	500,05	501,64	503,23	504,82	506,40
20	507,99	509,58	511,17	512,75	514,34	515,93	517,52	519,10	520,69	522,28	523,87	525,45	527,04	528,63	530,22	531,80
21	533,39	534,98	536,57	538,15	539,74	541,33	542,92	544,50	546,09	547,68	549,27	550,85	552,44	554,03	555,61	557,20
22	558,79	560,38	561,96	563,55	565,14	566,73	568,31	569,90	571,49	573,08	574,66	576,25	577,84	579,43	581,01	582,60
23	584,19	585,78	587,36	588,95	590,54	592,13	593,71	595,30	596,89	598,48	600,06	601,65	603,24	604,83	606,41	608,00
24	609,59	611,18	612,76	614,35	615,94	617,53	619,11	620,70	622,29	623,88	625,46	627,05	628,64	630,23	631,81	633,40

Pouces	0	1/16	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16
25	634,99	636,58	638,16	639,75	641,34	642,93	644,51	646,10	647,69	649,28	650,86	652,45	654,04	655,63	657,21	658,80
26	660,39	661,98	663,56	665,15	666,74	668,33	669,91	671,50	673,09	674,68	676,26	677,85	679,44	681,03	682,61	684,20
27	685,79	687,38	688,96	690,55	692,14	693,72	695,31	696,90	698,49	700,07	701,66	703,25	704,84	706,42	708,01	709,60
28	711,19	712,77	714,36	715,95	717,54	719,12	720,71	722,30	723,89	725,47	727,06	728,65	730,24	731,82	733,41	735,00
29	736,59	738,17	739,76	741,35	742,94	744,52	746,11	747,70	749,29	750,87	752,46	754,05	755,64	757,22	758,81	760,40
30	761,99	763,57	765,16	766,75	768,34	769,92	771,51	773 10	774,69	776,27	777,86	779,45	781,04	782,62	784,21	785,80
31	787,39	788,97	790,56	792,15	793,74	795,32	796,91	798,50	800,09	801,67	803,26	804,85	806,44	808,02	809,61	811,20
32	812,79	814,37	815,96	817,55	819,14	820,72	822,31	823,90	825,49	827,07	828,66	830,25	831,83	833,42	835,01	836,60
33	838,18	839,77	841,36	842,95	844,53	846,12	847,71	849,30	850,88	852,47	854,06	855,65	857,23	858,82	860,41	862,00
34	863,58	865,17	866,76	868,35	869,93	871,52	873,11	874,70	876,28	877,87	879,46	881,05	882,63	884,22	885,81	887,40
35	888,98	890,57	892,16	893,75	895,33	896,92	898,51	900,10	901,68	903,27	904,86	906,45	908,03	909,62	911,21	912,80
36	914,38	915,97	917,56	919,15	920,73	922,32	923,91	925,50	927,08	928,67	930,26	931,85	933,43	935,02	936,61	938,20
37	939,78	941,37	942,96	944,55	946,13	947,72	949,31	950,90	952,48	954,07	955,66	957,25	958,83	960,42	962,01	963,60
38	965,18	966,77	968,36	969,94	971,53	973,12	974,71	976,29	977,88	979,47	981,06	982,64	984,23	985,82	987,41	988,99
39	990,58	992,17	993,76	995,34	996,93	998,52	1000,1	1001,7	1003,3	1004,9	1006,5	1008,0	1009,6	1011,2	1012,8	1014,4
40	1016,0	1017,6	1019,2	1020,7	1022,3	1023,9	1025,5	1027,1	1028,7	1030,3	1031,9	1033,4	1035,0	1036,6	1038,2	1039,8
41	1041,4	1043,0	1044,6	1046,1	1047,7	1049,3	1050,9	1052,5	1054 1	1055,7	1057,3	1058,8	1060,4	1062,0	1063,6	1065,2
42	1066,8	1068,4	1070,0	1071,5	1073,1	1074,7	1076,3	1077,9	1079,5	1081,1	1082,7	1084,2	1085,8	1087,4	1089,0	1090,6
43	1092,2	1093,8	1095,4	1096,9	1098,5	1100,1	1101,7	1103,3	1104,9	1106,5	1108,1	1109,6	1111,2	1112,8	1114,4	1116,0
44	1117,6	1119,2	1120,8	1122,3	1123,9	1125,5	1127,1	1128,7	1130,3	1131,9	1133,5	1135,0	1136,6	1138,2	1139,8	1141,4
45	1143,0	1144,6	1146,2	1147,7	1149,3	1150,9	1152,5	1154,1	1155,7	1157,3	1158,9	1160,4	1162,0	1163,6	1165,2	1166,8
46	1168,4	1170,0	1171,6	1173,1	1174,7	1176,3	1177,9	1179,5	1181,1	1182,7	1184 3	1185,8	1187,4	1189,0	1190,6	1192,2
47	1193,8	1195,4	1197,0	1198,5	1200,1	1201,7	1203,3	1204,9	1206,5	1208,1	1209,7	1211,2	1212,8	1214,4	1216,0	1217,6
48	1219,2	1220,8	1222,4	1223,9	1225,5	1227,1	1228,7	1230,3	1231,9	1233,5	1235,1	1236,6	1238,2	1239,8	1241,4	1243,0
49	1244,6	1246,2	1247,8	1249,3	1250,9	1252,5	1254,1	1255,7	1257,3	1258,9	1260,5	1262,0	1263,6	1265,2	1266,8	1268,4
50	1270,0	1271,6	1273,2	1274,7	1276,3	1277,9	1279,5	1281,1	1282,7	1284,3	1285,9	1287,4	1289,0	1290,6	1292,2	1293,8
51	1295,4	1297,0	1298,6	1300,1	1301,7	1303,3	1304 9	1306,5	1308,1	1309,7	1311,3	1312,8	1314,4	1316,0	1317,6	1319,2
52	1320,8	1322,4	1324,0	1325,5	1327,1	1328,7	1330,3	1331,9	1333,5	1335,1	1336,7	1338,2	1339,8	1341,4	1343,0	1344,6
53	1346,2	1347,8	1349,4	1350,9	1352,5	1354,1	1355,7	1357,3	1358,9	1360,5	1362,1	1363,6	1365,2	1366,8	1368,4	1370,0
54	1371,6	1373,2	1374,8	1376,3	1377,9	1379,5	1381,1	1382,7	1384,3	1385,9	1387,4	1389,0	1390,6	1392,2	1393,8	1395,4

E. TABLES DE COMPARAISON DE POIDS DE DIFFÉRENTS PAYS.

a. Livres (*L*)

Kilogramme	L. Autrichienne ancienne	L. Bavaroise ancienne	L. Du Zollverein ancienne	L. Wurtembergeoise ancienne	L. Prussienne ancienne	L. Anglaise (avoir du poids)	L. Suédoise	L. Russe
1	1,7857	1,7857	2,0000	2,1380	2,1381	2,2046	2,3511	2,4418
0,5600	1	1,0000	1,1200	1,1973	1,1974	1,2346	1,3166	1,3675
0,5600	1,0000	1	1,1200	1,1973	1,1973	1,2346	1,3166	1,3674
0,5000	0,8928	0,8927	1	1,0690	1,0690	1,1023	1,1755	1,2209
0,4677	0,8352	0,8352	0,9355	1	1,0000	1,0312	1,0997	1,1421
0,4677	0,8352	0,8352	0,9354	1,0000	1	1,0311	1,0996	1,1421
0,4536	0,8100	0,8100	0,9072	0,9698	0,9698	1	1,0664	1,1076
0,4253	0,7595	0,7595	0,8507	0,9094	0,9094	0,9377	1	1,0386
0,4095	0,7313	0,7313	0,8194	0,8756	0,8756	0,9028	0,9628	1

b. Charges de navires.

France Tonneau 1000 kg	Angleterre Ton 2240 livres	Prusse Last normal 4000 livres	Suède Last lourd 5760 livres	Danemark Last comm. 5200 livres	Hambourg Last comm. 6000 livres
1	0,9842	0,5000	0,4082	0,3846	0,3333
1,0161	1	0,5080	0,4147	0,3908	0,3387
2,0000	1,9684	1	0,8163	0,7692	0,6667
2,4500	2,4112	1,2250	1	0,9423	0,8167
2,6000	2,5589	1,3000	1,0612	1	0,8667
3,0000	2,9526	1,5000	1,2245	1,1538	1

F. TABLES DE COMPARAISON ET DE RÉDUCTION DES MESURES POUR LES CHARGES SPÉCIFIQUES ET LES TRAVAUX.

a. Tableau de comparaison des charges spécifiques.

1. Unité de poids par unité de longueur.

2. Unité de poids par unité de surface.

Kg. par m. courant.	Livre par pied courant.			Kg. par cm^2	Livre par pouce carré.		
	Angleterre	Prusse	Autriche		Autriche	Prusse	Angleterre
1	0,6719	0,6277	0,5645	1	12,391	13,681	14,222
1,4882	1	0,9342	0,8400	0,0807	1	1,1041	1,1478
1,5931	1,0705	1	0,8993	0,0731	0,9057	1	1,0396
1,7716	1,1904	1,1120	1	0,0703	0,8712	0,9619	1

3. Pression de l'atmosphère en mesures françaises, prussiennes et anglaises.

Hauteur de la colonne de mercure équilibrante supposée.		Hauteur de la colonne de mercure en				Pression en		
28 pouces de Paris.	76 *cm.*	pouces de Paris.	*cm.*	pouces prussiens.	pouces anglais.	livres par pouce car. prussien.	*kg* par cm^2.	livres par pouce car. anglais
1	0,99731	28,000	75.796	28,980	29,841	14,099	1,0305	14,657
1,00269	1	28,075	76,000	29,058	29,922	14.136	1,0333	14,696
0,03571	0,03562	1	2,707	1,035	1,066	0,5035	0,0368	0.5235
0,01319	0.01316	0,369	1	0.382	0,394	0,1860	0,0136	0,1934
0,03451	0,03441	0,966	2,615	1	1.030	0,4865	0 0356	0,5057
0,03351	0,03342	0,938	2,540	0,971	1	0,4725	0.0345	0,4912
0,07093	0,07074	1,986	5,376	2,056	2,118	1	0,0731	1,0396
0,97039	0.96778	27,171	73,551	28,122	28,958	13,681	1	14,223
0,06823	0,06805	1,910	5,171	1,977	2,036	0,9619	0,0703	1

b. — Tableau de comparaison des chevaux-vapeur des différents pays.

France Allemagne.	Bade	Saxe	Wurtemberg.	Prusse	Hanovre	Angleterre.	Autriche
kg. m. par seconde.	Pieds liv par seconde.	Pieds liv. par seconde.	Pieds liv. par seconde.	Pieds liv. par seconde.	Pieds liv. par seconde.	Pieds liv. par seconde.	Pieds liv. par seconde.
75	500	529,68	523,58	477,93	513,53	542,47	423,68
75,045	500,30	530	523,89	478,22	513,84	542,80	423,93
75,204	501,36	531,12	525	479,23	514,92	543,95	424,83
75,325	502,17	531,97	525,85	480	515,75	544,82	425,51
75,361	502,41	532,23	526,10	480,23	516	545,08	425,72
76,041	506,94	537,03	530,84	484,56	520,65	550	429,56
76,119	507,46	537,58	531,39	485,06	521,19	550,57	430

IV. — TABLES PHYSIQUES ET CHIMIQUES.

A. POIDS ATOMIQUE DES SUBSTANCES PRINCIPALES ET COMPOSITION DE LEURS COMBINAISONS LES PLUS USUELLES.

Numéros.	Noms.	Formules et Symboles.	Poids atomique.	Parties en poids contenues dans l'unité pondérale.
1	Aluminium	Al	27,4	
	Alumine	Al_2O_3		0,5330 Al
2	Antimoine	Sb	122	
	Protosulfure d'antimoine.	Sb_2S_3		0,7177 Sb
	Acide antimonieux	Sb_2O_3		0,8356 Sb
3	Argent	Ag	108	
	Chlorure d'argent	$AgCl$		0,7527 Ag
4	Arsenic	As	75	
	Sulfure jaune d'arsenic	As_2S_3		0,6098 As
	Arséniate double de magnésium et d'ammonium	NH_4MgAsO_4		0,6051 As_2O_5 0,3947 As
	Arséniate de magnésie	$Mg_2As_2O_7$		0,4838 As
5	Azote	N ou Az	14	
	Ammoniaque	NH_3		0,8235 N
	Chlorure d'ammonium	NH_4Cl		0,2617 N 0,3178 NH_3
	Chloroplatinate d'ammonium	$(NH_4)_2PtCl_6$		0,0627 N 0,0762 NH_3
	Platine retiré du corps précédent			0,1424 N 0,1722 NH_3
6	Barium	Ba	137	
	Barite	BaO		0,8954 Ba
	Sulfate de Barium	$BaSO_4$		0,6567 BaO
	Carbonate de barium	$BaCO_3$		0,7760 BaO
7	Bismuth	Bi	210	
	Oxyde de bismuth	Bi_2O_3		0,8970 Bi
	Sulfure de bismuth	Bi_2S_3		0,8130 Bi
	Chlorure basique de bismuth	$BiClO$		0,8031 Bi
8	Bore	B	11	
	Acide borique	B_2O_3		0,3143 B
	Fluoroborate de potassium	$KBFl_4$		0,0872 B
9	Brome	Br	80	
	Bromure d'argent	$AgBr$		0,4255 Br
10	Cadmium	Cd	112	
	Oxyde de cadmium	CdO		0,8750 Cd
	Sulfure de cadmium	CdS		0,7778 Cd
11	Calcium	Ca	40	
	Oxyde de calcium	CaO		0,7143 Ca
	Carbonate de calcium	$CaCO_3$		0,5600 CaO

Numéros.	Noms.	Formules et Symboles	Poids atomique.	Parties en poids contenues dans l'unité pondérale.
	Sulfate de chaux	$CaSO_4$		0,4118 CaO
12	Carbone	C	12	
	Acide carbonique	CO_2		0,2728 C 0,6363 CO
	Carbonate de chaux	$CaCO_3$		0,4400 CO_2
13	Chlore	Cl	35,5	
	Chlorure d'argent	$AgCl$		0,2473 Cl
14	Chrome	Cr	52,2	
	Oxyde de chrome	Cr_2O_3		0,6842 Cr 1,3138 CrO_3
15	Cobalt	Co	58,8	
	Protoxyde de cobalt	CoO		0,7867 Co
	Sulfate de cobalt	$CoSO_4$		0,4839 CoO
16	Cuivre	Cu	63,5	
	Oxyde de cuivre	CuO		0,7985 Cu
	Sulfure de cuivre	Cu_2S		0,7985 Cu
17	Etain	Sn	118	
	Acide stannique	SnO_2		0,7867 Sn
18	Fer	Fe	56	
	Peroxyde de fer	Fe_2O_3		0,9000 FeO 0,7000 Fe
	Sulfure de fer	FeS		0,6364 Fe
19	Fluor	Fl	19	
	Fluorure de calcium	$CaFl_2$		0,4872 Fl
20	Hydrogène	H	1	
	Eau	H_2O		0,1111 H
21	Iode	J	1,27	
	Iodure d'argent	AgJ		0,5403 J
22	Magnésium	Mg	24	
	Magnésie calcinée	MgO		0,6000 Mg
	Sulfate de magnésie	$MgSO_4$		0,3333 MgO
	Pyrophosphate de magnésie	$Mg_2P_2O_7$		0,3604 MgO
23	Manganèse	Mn	55	
	Protoxyde de manganèse	MnO		0,7746 Mn
	Sesquioxyde de manganèse	Mn_2O_3		0,6962 Mn
	Protoxyde de manganèse, oxydé	Mn_3O_4		0,7205 Mn
	Peroxyde de manganèse	MnO_2		0,6322 Mn
	Sulfure de manganèse	MnS		0,6322 Mn
24	Mercure	Hg	200	
	Oxyde rouge de mercure	HgO		0,9259 Hg
	Sulfure de mercure	HgS		0,8621 Hg
	Calomel	Hg_2Cl_2		0,8494 Hg
25	Molybdène	Mo	95,8	
	Acide molybdique	MoO_3		0,6667 Mo

Numéros.	Noms.	Formules et Symboles.	Poids atomique.	Parties en poids contenues dans l'unité pondérale.
26	Nickel	Ni	58,8	
	Protoxyde de nickel	NiO		0,7861 Ni
27	Or	Au	197	
28	Oxygène	O	16	
29	Phosphore	P	31	
	Anhydrite phosphorique	P_2O_5		0,4366 P
	Phosphate de chaux	$Ca_3P_2O_8$		0,2000 P 0,4581 P_2O_5
	Pyrophosphate de magnésie	$Mg_2P_2O_7$		0,6396 P_2O_5
30	Platine	Pt	197,4	
	Chloroplatinate de potassium	K_2PtCl_6		0,4039 Pt
31	Plomb	Pb	207	
	Protoxyde de plomb	PbO		0,9283 Pb
	Sulfure de plomb	PbS		0,8661 Pb
	Sulfate de plomb	$PbSO_4$		0,6832 Pb 0,7360 PbO
	Chlorure de plomb	$PbCl_2$		0,7448 Pb
32	Potassium	K	39	
	Potasse	K_2O		0,8303 K
	Chlorure de potassium	KCl		0,6319 K_2O 0,5246 K
	Sulfate de potasse	K_2SO_4		0,5409 K_2O
	Nitrate de potasse	KNO_3		0,4658 K_2O
	Chloroplatinate de potassium	K_2PtCl_6		0,3056 KCl 0,1931 K_2O
33	Silicium	Si	28	
	Acide silicique	SiO_2		0,4667 Si
34	Sodium	Na	23	
	Oxyde de sodium	Na_2O		0,7423 Na
	Chlorure de sodium	$NaCl$		0,5306 Na_2O
	Sulfate de soude	Na_2SO_4		0,4369 Na_2O
	Carbonate de soude	Na_2CO_3		0,5852 Na_2O
35	Soufre	S	32	
	Sulfate de barium	$BaSO_4$		0,3433 SO_3 0,1373 S
	Sulfure d'argent	Ag_2S		0,1291 S
36	Strontium	Sr	87,5	
	Strontiane	SrO		0,8454 Sr
	Sulfate de strontium	$SrSO_4$		0,5640 SrO
	Carbonate de strontium	$SrCO_3$		0,7017 SrO
37	Titane	Ti	50	
	Acide titanique	TiO_2		0,6110 Ti
38	Tungstène	W	184	
	Acide tungstique	WO_3		0,7931 W
39	Zinc	Zn	65,2	
	Oxyde de zinc	ZnO		0,8026 Zn
	Sulfure de zinc	ZnS		0,6701 Zn

B. — TABLEAU DES DENSITÉS.

Remarque. — Soit γ la densité d'un corps, l'eau (à 4° C) étant prise pour terme de comparaison, alors 1 decimètre cube du corps pèsera γ *kg*, 1 mètre cube : 1000 γ *kg*.
Soit γ' la densité d'un gaz rapportée à l'air, 1 litre de ce gaz à 0° et sous une pression de 760 *mm* de mercure pèsera 0,001293 γ' *kg* : 1 mètre cube ; 1,293 γ' *kg*.

a. — Densités de solides.

Acétate de plomb (Sel de Saturne).	2,39
Acide arsénieux crist.	3,720
Acier cémenté	7,26—7,80
» fondu	7,83—7.92
» puddlé	7,50—7,81
Agate	2,59
Albâtre	2,876
Aluminium fondu	2,56
» martelé.	2,67
Alun	1,7—1,8
Ambre	1,08
Amidon	1,53
Anthracite	1,34—1,46
Antimoine	6,65—6,72
Ardoise	2,64—2,67
Argent fondu	10,10—10,47
» martelé	10,51—10,62
Argile	2,22—2,3
Arsenic crist	5,728
Arsenic blanc crist.	3,720
Asbeste	2.1—2,8
Asphalte	1,07—1,16
Baryte	4,466
Basalte	2,8—3,2
Beurre	0,94
Bismuth	9,78
» fondu	9,82

Bois :	séché à l'air	frais coupé
Aune	0,55	0,90
Bouleau	0,63-0,74	0,92
Buis	0,97	1,03
Cèdre	0,57	
Cerisier	0,65	0,93
Châtaignier	0,58	
Chêne	0,62-0,92	0,97
Ébène	1,26	

	séché à l'air	frais coupé
Erable	0,68	0,89
Frêne	0,67	0,85
Gayac	1,33	
Hêtre blanc	0,76	1,04
» rouge	0,72	0,98
Liège	0,24	
Mahagoni	0,56-1,06	
Mélèze	0,47-0,56	0,81
Noyer	0,66	0,88
Orme	0,58	0,91
Peuplier	0,39-0,47	0,86
Pin	0,61	0,91
Poirier	0,65-0,73	
Pommier	0,73	1,05
Prunier	0,79	
Sapin	0,43	0,89
Saule	0,49-0,59	0,79
Tilleul	0,44-0,56	0,79
Bois d'arbre à feuillage sec, en moyenne	0,66	
» saturé d'eau	1,11	
Bois de conifères sec, en moyenne	0,45	
saturé d'eau	0,84	
Bois sec en bûches.		
Chêne	0,52	
Hêtre	0,45	
Pin	0,32	
Sapin	0,30	
Bore	2,68	
Brai	1,071	
Briques, Chantignolle	1,40—2,20	
Bronze	8,3—8,6	
Bronze phosphoré.	8,8	

Bronze d'aluminium	7,79
Cadmium	8,555
Calamine	4,44
Caoutchouc	0,93
Charbon de bois :	
de conifères	0,28—0,44
de chêne	0,57
en tas de conifères	0,18
en tas de chêne	0,23
Charbon de terre	1,21—1,51
Chaux	2,3—3,18
Ciment	2,72—3,05
Cire	0,97
Cobalt	8,513
Coke de gaz	0,33
» tourbe	0,28
» en morceaux	0,51
Craie blanche	1,8—2,66
Cristal	2,89
Cristal de roche	2,69
Cuivre fondu	8,59—8,90
» martelé ou en fil	8,78—9,0
Cuivre gris	4,4—4,9
Diamant	3,5
Emeraude	2,678
Etain	7,29
Farine	0,8
Feldspath	2,57
Fer en fil	7,60—7,75
Fer forgé	7,6—7,8
Fer magnétique	5,1
Fer pur	7,79
Ferro-cyanure de potassium	1,83
Fibres de bois	1,52
Flint	3,20—3,78
» anglais	3,329
Fonte grise	7,10
» tendre	7,50
Froment	0,65—0,79
Galène	7,4—7,6
Glace (à 0° C)	0,92
Glaise sèche	1,52
» fraîch. extraite	1,67—2,80
Gomme arabique	1,45
Gomme-gutte	1,20
Gneiss	2,39—2,71
Graisses	0,92—0,94
Graphite	1,8—2,24
Granite	2,51—3,05
Gravier	1,8
Grès	2,90—2,70
Gutta-Percha	0,98
Gypse cuit	1,81
Iode (à 17° C)	4,948
Ivoire	1,80—1,92
Laiton coulé	8,40—8,71
» étiré	8,43—8,73
» laminé	8,52—8,62
Litharge	9,3—9,5
Maçonnerie à mortier de chaux et moellon, fraîche	2,46
» sèche	2,40
Maçonnerie de granite	2,6
» calcaire, fraîche	2,5
» » sèche	2,45
» grès, fraîche	2,20
» » sèche	2,05
» briques, fraîche	1,55—1,70
» » sèche	1,47—1,59
» briques creuses	0,95
Magnésium (à 5° C)	1,743
Maillechort	8,4—8,7
Malachit	3,71—4,06
Manganèse	7,14—7,21
Marbre	2,52—2,85
Marbre de Carrare	2,72
Marne dure	2,53
» terreuse	2,33
Métal de cloches	8,81
Mica	2,79
Minium	8,6
Mortier de chaux sec	1,64
» frais	1,78
Neige, en moyenne	0,125
Nickel	8,9—9,26
» fondu	8,28
Or fondu	19,25
» martelé	19,31—19,34
» pur	18,6—19,1
Os	1,656
Oxyde de magnésie	3,20
Palladium fondu (à 20,5° C)	11,4
Papier	0,70—1,16
Phénol (à 0° C)	1,08
Phosphore blanc	1,82
» rouge	2,18
» cristallin	2,34
Pierres à bâtir, moyenne	2,5

Pierres à chaux...	2,46—2,84
Pierres à meules..	1,24—2,61
Pierre à plâtre....	1,86
Pierre ponce.....	0,91—1,65
Platine.....	21,45
Plâtre coulé, sec..	0,97
Plomb (à 14° C)...	11,376
Porcelaine.....	2,38—2,49
Porphyre.....	2,4—2,8
Potasse.....	2,264
Potassium.....	0,865
Pyrite.....	4,98—5,1
Pyroxyde de manganèse.....	4,72—4,92
Quartz.....	2,5—2,8
Résine de sapin...	1,07
Sable fin humide..	1,90—2,05
» sec.....	1,40—1,64
Sable gros.....	1,37—1,49
Salpêtre.....	2,08
Sel amer $Al_2 So_4$..	1,66
Sel amoniac.....	1,53
Selenium.....	4,24—4,29
» cristallisé.	4,80
Sel ordinaire.....	2,1—2,2
Silex.....	2,58—2,59
Sodium pur.....	0,972
Soufre.....	1,96—2,05
Spermaceti.....	0,94
Sulfate de cuivre..	2,274
Sulfate de soude..	2,246
Sulfate de zinc...	2,036
Sucre blanc.....	1,61
Terre argileuse damée.	2,06
» » fraîche.	1,93
Terre de jardin fraîche.	2,05
» » sèche.	1,63
Terre sèche et maigre.....	1,34
Terre à porcelaine.	2,2
Tourbe sèche....	0,51
Tournaline.....	3,076
Vermillon.....	8,124
Verre à vitres.....	2,64
Wolfram.....	17,15—18,1
Zinc fondu.....	6,8 7,05
» laminé.....	7,19—7,21

b. — Poids spécifiques de liquides.

Noms des liquides.	Poids spécifique.	à °C	Noms des liquides.	Poids spécifique.	à °C
Acétone.	0,821	22	Ether.....	0,7365	0
Acide azotique (49,9° B)....	1,530	15	Ether.....	0,716	20
» chlorhydrique (40 % *HCl*)..	1,192	15	Glycérine.....	1,270	15
» sulfurique (66° B).....	1,842	15	Goudron.....	1,195	—
Alcool.....	0,793	15,5	Huile de foie de morue.....	0,945	15
Aldéhyde.....	0,790	18	Huile de lin...	0,935	15
Aniline.....	1,036	0	Huile d'œillette.	0,924	15
Benzine.....	0,850	—	Huile d'olives..	0,918	15
Benzol.....	0,899	0	Huile de ricin..	0,969	15
Bière.....	1,023—1,034	—	Huile de térébentine.....	0,873	16
Blanc d'œuf...	0,999	16	Lait.....	1,025	15
Brome.....	2,99	15	Mercure.....	13,596	0
Chloroforme...	1,480	18	Naphte.....	0,758	19
Créosote.....	1,037	20	Solution saturée de sel marin.	1,208	18
Eau de mer...	1,029	15	Sulfure de carbone.....	1,293	15
Eau distillée...	1,000	4			

c. — Poids spécifiques de gaz permanents et de vapeurs à 0° et à la pression de 760 *mm*.

La densité de l'air à la température de 0° et 760 *mm* pression et par rapport à l'eau est de 0,001293 $= \frac{1}{773}$.

Air atmosphérique = 1.

Acide carbonique	1,5291	Nitrogène (azote)	0,9714
Acide chlorhydrique	1,2612	Oxyde de carbone	0,9674
Ammoniaque	0,5935	Oxygène	1,1056
Chlore	2,4700	Sulfure de carbone	2,644
Gaz d'éclairage	0,4	Vapeurs d'alcool	1,6010
Gaz des marais	0,5590	Vapeur d'eau à 0°	0,6225
Gaz oléfiant	0,9740	» » à 100° C	0,4686
Hydrogène	0,0692	Vapeurs d'éther	2,5860
Hydrogène sulfuré	1,1749	Vapeurs de mercure	6,94

C. TABLEAU DES PUISSANCES CALORIFIQUES ABSOLUES.

Un *kg* du corps brûlé produit, dans une combustion parfaite :

Corps brûlé	Calories	Corps brûlé	Calories
Alcool	7184	Huile d'olives	11200
Antimoine	961	Huile de térébentine	10852
Bois sec	3600	Hydrogène sulfuré	2741
Cire	9000	Plomb	266
Cuivre	683	Suif	8370
Esprit de bois	5307	Sulfure de carbone	3400
Ether	9026	Zinc	1301

D. TABLEAU DES PRESSIONS DE VAPEURS POUR DES TEMPÉRATURES DE — 2° A + 30° C *).

Degrés C	Pression en *mm* de colonne de mercure	Degrés C	Pression en *mm* de colonne de mercure	Degrés C	Pression en *mm* de colonne de mercure	Degrés C	Pression en *mm* de colonne de mercure
—2,0	3,955	+6,2	7,095	+14,2	12,064	+22,2	19,901
—1,8	4,016	6,4	7,193	14,4	12,220	22,4	20,143
—1,6	4,078	6,6	7,292	14,6	12,378	22,6	20,389
—1,4	4,140	6,8	7,392	14,8	12,538	22,8	20,639
—1,2	4,203	7,0	7,492	15,0	12,699	23,0	20,888
—1,0	4,267	7,2	7,595	15,2	12,864	23,2	21,144
—0,8	4,331	7,4	7,699	15,4	13,029	23,4	21,400
—0,6	4,397	7,6	7,840	15,6	13,197	23,6	21,659
—0,4	4,463	7,8	7,910	15,8	13,336	23,8	21,921
—0,2	4,531	8,0	8,017	16,0	13,536	24,0	22,184
0	4,600	8,2	8,126	16,2	13,710	24,2	22,453
+0,2	4,667	8,4	8,236	16,4	13,885	24,4	22,723
0,4	4,733	8,6	8,347	16,6	14,062	24,6	22,996
0,6	4,801	8,8	8,461	16,8	14,241	24,8	23,273
0,8	4,871	9,0	8,574	17,0	14,421	25,0	23,550
1,0	4,940	9,2	8,690	17,2	14,605	25,2	23,834
1,2	5,011	9,4	8,807	17,4	14,790	25,4	24,119
1,4	5,082	9,6	8,925	17,6	14,977	25,6	24,406
1,6	5,155	9,8	9,045	17,8	15,167	25,8	24,697
1,8	5,228	10,0	9,165	18,0	15,357	26,0	24,988
2,0	5,302	10,2	9,288	18,2	15,552	26,2	25,288
2,2	5,378	10,4	9,412	18,4	15,747	26,4	25,588
2,4	5,454	10,6	9,537	18,6	15,945	26,6	25,891
2,6	5,530	10,8	9,665	18,8	16,145	26,8	26,198
2,8	5,608	11,0	9,792	19,0	16,346	27,0	26,505
3,0	5,687	11,2	9,923	19,2	16,552	27,2	26,820
3,2	5,767	11,4	10,054	19,4	16,758	27,4	27,136
3,4	5,848	11,6	10,187	19,6	16,967	27,6	27,453
3,6	5,930	11,8	10,322	19,8	17,179	27,8	27,778
3,8	6,014	12,0	10,457	20,0	17,391	28,0	28,101
4,0	6,097	12,2	10,596	20,2	17,608	28,2	28,433
4,2	6,183	12,4	10,734	20,4	17,826	28,4	28,765
4,4	6,270	12,6	10,875	20,6	18,047	28,6	29,101
4,6	6,357	12,8	11,019	20,8	18,271	28,8	29,441
4,8	6,445	13,0	11,162	21,0	18,495	29,0	29,782
5,0	6,534	13,2	11,309	21,2	18,724	29,2	30,131
5,2	6,625	13,4	11,456	21,4	18,954	29,4	30,479
5,4	6,717	13,6	11,605	21,6	19,187	29,6	30,833
5,6	6,810	13,8	11,757	21,8	19,423	29,8	31,190
5,8	6,904	14,0	11,908	22,0	19,659	30,0	31,548
6,0	6,998						

*) D'après Bunsen.

E. — TABLEAU POUR VAPEURS D'EAU SATURÉES D'APRÈS FLIEGNER *).

Pression en atmosphèr. à 1 *kg* par *cm²*. p	Pression en *mm* de mercure. p_1	Température en degrés C. t	Chaleur du liquide en calories. q	Chaleur latente interne en calories. ρ	Chaleur latente externe en calories. Apu	Différence des volumes spécifiques de la vapeur et de l'eau par *kg* en m^3. $u=v-w$	Valeurs de $\frac{\rho}{u}$	Poids de la vapeur en *kg* par cm^2. $\gamma=\frac{1}{v}$
0,10	73,6	45,58	45,649	539,634	35,119	15,0309	35,90	0,0665
0,20	147,1	59,76	59,890	528,347	36,488	7,8084	67,66	0,1281
0,30	220,7	68,74	68,934	521,175	37,357	5,3296	97,79	0,1876
0,40	294,2	75,47	75,710	515,808	37,999	4,0659	126,86	0,2459
0,50	367,8	80,90	81,189	511,476	38,509	3,2964	155,17	0,3033
0,60	441,3	85,48	85,818	507,826	38,929	2,7763	182,88	0,3600
0,70	514,9	89,47	89,844	504,659	39,285	2,4020	210,09	0,4161
0,80	588,4	93,00	93,427	501,847	39,592	2,1182	236,93	0,4719
0,90	662,0	96,19	96,639	499,337	39,861	1,8956	263,41	0,5273
1,00	735,5	99,09	99,576	497,048	40,098	1,7162	289,62	0,5823
1,10	809,1	101,76	102,281	494,899	40,356	1,5702	315,18	0,6365
1,20	882,6	104,24	104,792	492,934	40,566	1,4469	340,69	0,6907
1,30	956,2	106,55	107,138	491,098	40,761	1,3420	365,95	0,7446
1,40	1029,7	108,72	109,339	489,378	40,942	1,2517	390,98	0,7983
1,50	1103,3	110,76	111,416	487,756	41,111	1,1730	415,80	0,8518
1,60	1176,8	112,70	113,389	486,221	41,270	1,1040	440,43	0,9050
1,70	1250,4	114,54	115,252	484,762	41,420	1,0428	464,86	0,9580
1,80	1323,9	116,29	117,032	483,375	41,561	0,9882	489,12	1,0109
1,90	1397,5	117,97	118,837	481,955	41,688	0,9391	513,23	1,0637
2,00	1471,0	119,57	120,369	480,776	41,824	0,8950	537,16	1,1161
2,10	1544,6	121,11	121,935	479,557	41,946	0,8549	560,95	1,1684
2,20	1618,1	122,59	123,443	478,385	42,062	0,8183	584,61	1,2206
2,30	1691,7	124,02	124,897	477,254	42,174	0,7848	608,12	1,2726
2,40	1765,2	125,39	126,301	476,163	42,281	0,7540	631,51	1,3245
2,50	1838,8	126,73	127,658	475,109	42,384	0,7256	654,76	1,3763
2,60	1912,3	128,02	128,972	474,090	42,483	0,6993	677,90	1,4280
2,70	1985,9	129,26	130,246	473,101	42,579	0,6750	700,94	1,4793
2,80	2059,4	130,48	131,483	472,141	42,671	0,6523	723,86	1,5307
2,90	2133,0	131,65	132,684	471,210	42,760	0,6311	746,68	1,5820
3,00	2206,5	132,80	133,853	470,304	42,846	0,6113	769,40	1,6332
3,10	2280,1	133,91	134,992	469,422	42,929	0,5927	792,00	1,6843
3,20	2353,6	135,00	136,102	468,563	43,010	0,5753	814,53	1,7352
3,30	2427,2	136,06	137,183	467,726	43,088	0,5588	836,96	1,7864
3,40	2500,7	137,09	138,239	466,908	43,165	0,5434	859,30	1,8369
3,50	2574,3	138,10	139,271	466,111	43,238	0 5287	881,53	1,8879
3,60	2647,8	139,08	140,279	465,331	43,311	0,5149	903,70	1,9384
3,70	2721,4	140,05	141,265	464,569	43,381	0,5018	925,79	1,9889
3,80	2794,9	140,99	142,230	463,824	43,449	0,4894	947,79	2,0392
3,90	2868,5	141,92	143,175	463,093	43,516	0,4776	969,72	2,0894
4,00	2942,0	142,82	144,102	462,377	43,581	0,4663	991,55	2,1400
4,10	3015,6	143,71	145,010	461,677	43,644	0,4556	1013,3	2,1901
4,20	3089,1	144,58	145,901	460,989	43,706	0,4454	1035,0	2,2401
4,30	3162,7	145,43	146,775	460,315	43,766	0,4356	1056,7	2,2904
4,40	3236,2	146,27	147,633	459,653	43,825	0,4263	1078,2	2,3403
4,50	3309,8	147,09	148,475	459,004	43,883	0,4174	1099,8	2,3901
4,60	3383,3	147,90	149,303	458,365	43,940	0,4088	1121,2	2,4402
4,70	3456,9	148,69	150,117	457,738	43,995	0,4006	1142,6	2,4900
4,80	3530,4	149,47	150,918	457,121	44,049	0,3928	1163,9	2,5394
4,90	3604,0	150,24	151,705	456,514	44,103	0,3852	1185,0	2,5893

*) *Ingénieur civil*, 1874.

Pour les colonnes u, $\frac{\rho}{u}$ et γ, l'équivalent mécanique de la chaleur a été admis à

Pression en atmosphères à 1 *kg* par *cm²*	Pression en *mm* de mercure	Température en degrés C.	Chaleur du liquide en calories	Chaleur latente interne en calories.	Chaleur latente externe en calories.	Différence des volumes spécifiques de la vapeur et de l'eau par *kg* en *m³*.	Valeurs de $\frac{p}{u}$	Poids de la vapeur en *kg* par *cm²* $\gamma = \frac{1}{v}$
p	p_1	t	q	ρ	Apu	$u = v - w$		
5,00	3677,6	150,99	152,480	455,917	44,153	0,3780	1206,2	2,6412
5,10	3751,1	151,73	153,242	455,331	44,206	0,3710	1227,3	2,6882
5,20	3824,7	152,47	153,993	454,753	44,256	0,3643	1248,4	2,7375
5,30	3898,2	153,19	154,733	454,183	44,305	0,3578	1269,4	2,7871
5,40	3971,8	153,90	155,462	453,623	44,353	0,3515	1290,4	2,8369
5,50	4045,3	154,59	156,180	453,071	44,400	0,3455	1311,3	2,8860
5,60	4118,9	155,28	156,888	452,526	44,447	0,3397	1332,1	2,9351
5,70	4192,4	155,96	157,586	451,989	44,493	0,3341	1352,9	2,9842
5,80	4266,0	156,63	158,274	451,460	44,538	0,3287	1373,6	3,0331
5,90	4339,5	157,29	158,954	450,938	44,582	0,3234	1394,4	3,0826
6,00	4413,1	157,94	159,625	450,423	44,625	0,3183	1415,0	3,1319
6,10	4486,6	158,59	160,287	449,914	44,668	0,3134	1435,5	3,1807
6,20	4560,2	159,22	160,940	449,413	44,710	0,3086	1456,1	3,2300
6,30	4633,7	159,85	161,585	448,918	44,751	0,3040	1476,6	3,2787
6,40	4707,3	160,47	162,222	448,428	44,792	0,2995	1497,1	3,3278
6,50	4780,8	161,08	162,852	447,945	44,832	0,2952	1517,4	3,3761
6,60	4854,4	161,68	163,474	447,468	44,871	0,2910	1537,8	3,4247
6,70	4927,9	162,28	164,088	446,997	44,910	0,2869	1558,1	3,4734
6,80	5001,5	162,87	164,696	446,530	44,949	0,2829	1578,4	3,5224
6,90	5075,0	163,45	165,296	446,070	44,987	0,2790	1598,5	3,5714
7,00	5148,6	164,03	165,890	445,615	45,024	0,2753	1618,7	3,6193
7,25	5332,4	165,44	167,347	444,498	45,115	0,2662	1668,9	3,7441
7,50	5516,3	166,82	168,764	443,413	45,202	0,2580	1718,9	3,8610
7,75	5700,2	168,15	170,146	442,354	45,287	0,2501	1768,6	3,9825
8,00	5884,1	169,46	171,493	441,323	45,369	0,2427	1818,3	4,1034
8,25	6068,0	170,73	172,808	440,316	45,449	0,2358	1867,5	4,2230
8,50	6251,8	171,98	174,093	439,334	45,526	0,2292	1916,6	4,3440
8,75	6435,7	173,19	175,349	438,373	45,601	0,2231	1965,4	4,4623
9,00	6619,6	174,38	176,578	437,434	45,674	0,2172	2013,9	4,5830
9,25	6803,5	175,54	177,780	436,515	45,745	0,2117	2062,3	4,7015
9,50	6987,4	176,68	178,958	435,616	45,813	0,2064	2110,5	4,8216
9,75	7171,2	177,79	180,111	434,735	45,881	0,2014	2158,5	4,9407
10,00	7355,1	178,89	181,243	433,871	45,946	0,1966	2206,4	5,0607
10,25	7539,0	179,96	182,353	433,024	46,010	0,1921	2254,0	5,1787
10,50	7722,9	181,01	183,442	432,193	46,072	0,1878	2301,3	5,2966
10,75	7906,7	182,04	184,513	431,376	46,133	0,1837	2348,6	5,4142
11,00	8090,6	183,05	185,563	430,576	46,192	0,1797	2395,7	5,5340
11,25	8274,5	184,05	186,597	429,788	46,250	0,1760	2442,6	5,6497
11,50	8458,4	185,03	187,612	429,015	46,306	0,1723	2489,4	5,7703
11,75	8642,2	185,99	188,611	428,255	46,361	0,1689	2535,9	5,8858
12,00	8826,1	186,94	189,594	427,506	46,415	0,1655	2582,4	6,0060
12,25	9010,0	187,87	190,561	426,770	46,468	0,1624	2628,6	6,1200
12,50	9193,9	188,78	191,513	426,046	46,520	0,1593	2674,8	6,2383
12,75	9377,8	189,68	192,452	425,331	46,571	0,1563	2720,6	6,3573
13,00	9561,6	190,57	193,376	424,629	46,620	0,1535	2766,5	6,4725
13,50	9929,4	192,31	195,184	423,254	46,717	0,1481	2857,6	6,7069
14,00	10297,1	194,00	196,944	421,916	46,810	0,1431	2948,3	6,9396
14,50	10664,9	195,64	198,656	420,615	46,900	0,1384	3038,5	7,1736
15,00	11032,7	197,24	200,324	419,349	46,986	0,1341	3128,0	7,4019

$\frac{1}{A} = 428\ kgm.$

F. — TABLEAU DE QUELQUES ALLIAGES *).

Numéros.	Alliages.	Contenu en poids et °/₀				
		Cuivre	Etain.	Zinc.	Plomb	Antimoine
1	Laiton ordinaire	70	—	30	—	—
2	» de Stolberg, très ductile	64,8	0,4	32,8	2	—
3	» anglais (jaune clair)	66,6	—	33,3	—	—
4	Bronze tombac	83,4 91,0	— —	16,6 9,0	— —	— —
5	Métal de cloches	78 80	—	22-20	—	—
6	» anglais	80	10,0	5,7	4,3	—
7	» »	80	20	—	—	—
8	Bronze pour statues	78-88	4—2	18-10	0—3	—
9	Bronze phosphoré avec 0,5 à 1°/₀ phosph	90	9	—	—	—
10	» de canons ou de médailles	90-91	10-9	—	—	—
11	» pour coussinets de tourillons de locomotives	22,2	33,3	—	—	44,4
12	» pour soupapes	80	16	—	1,25	2,75
13	» pour coussinets exposés à l'humidité et à des chocs	— 83	— 15	— 1,5	85,7 0,5	14,3 —
14	Métal antifriction	5	—	85	—	10
15	Bronze de paliers	5,5	14,5	80	—	—
16	» »	—	—	—	75	25
17	» »	5	80	—	—	15
18	» »	13,3	73,3	—	—	13,3
19	Bronze de paliers pour locomotives, de Seraing	86,03	13,97	—	—	—
20	Métal pour paliers de Fenton	5,5	14,5	80	—	—
21	» » presse-étoupes (locotives belges)	90,24	3,37	6,38	—	—
22	Métal pour paliers d'essieu de locomotives	89	2	9	—	—
23	» » » chemins de fer du Nord	82	10	8	—	—
24	» » » de roues de locomotives, d'après Lafond	80	18	2	—	—
25	» » » d'après Dawrence	4	6	—	—	8
26	» » » d'après Stéphenson	79	8	5	8	—
27	» » » locomotives anglaises 0,5 fer +	73,5	9,5	9,5	7,5	—
28	» » » d'après Karmarsch	—	3—7	—	—	1

*) D'après Karmarsch et Bolley.

Numéros.	Alliages.	Contenu en poids et °/₀				
		Cuivre	Etain.	Zinc.	Plomb	Antimoine
29	Métal gris, d'après Lafond	—	—	0	30	50
30	Métal pour segments de piston de locomotives	6	83	—	—	11
31	» pour pistons, corps de pompes	74	4	22	—	—
32	» pour écrous grossiers	86,3	11,4	2,3	—	—
33	» pour robinets, etc.	88	10	2	—	—
34	» » sifflets à vapeur	80	18	—	—	2
35	» » marteau pour montage	98	2	—	—	—
36	» » roues dentées	—	—	40	50	10
37	» anglais	1,84	81,9	—	—	16,25
38	» »	—	90	—	—	10
39	» pour caractères d'imprimerie, d'après Ehrhardt	4-2	4-3	89-93	3-2	—
40	» dur, pour caractères d'imprimerie, d'après Johnson.	—	59	33	—	—
41	» » pour caractères d'imprimerie, d'après Johnson.	—	75	—	—	25
42	» » pour caractères d'imprimerie, d'après Johnson.	—	—	—	4	1
43	» pour miroirs, tendre	68,2	31,7	—	—	—
44	» à miroir	80,84	—	—	9,04	8,43
45	Argent en feuilles (battu) faux	—	100	11	—	—
46	Bronze d'alumine	90	—	—	—	10
47	Argentan	55 cuivre		25 zinc		20 nickel.
48	»	2,6 fer + 40,4		» 25,4	»	31,6 »
49	» »	53,4		» 29,1	»	17,5 »
50	Alfénide	59		» 30	»	10 »
51	Métal pour la reproduction de modèles pour la perrotine	1 étain 1 plomb 1 bismuth 3 » 2 » 1 »				
52	Soudure fusible à 77° R	3 étain 5 plomb 8 bismuth				
53	au bismuth » 99° »	1 » 1 » 1 »				
54	pour étain » 116° »	2 » 2 » 1 »				
55	contenant » 124° »	3 » 3 » 1 »				
56	du plomb » 128° »	4 » 4 » 1 »				
57	fusible à 135° R	3 étain 2 plomb				
58	Soudures *) » 137° »	2 » 1 »				
59	pour fer éta- » 144° »	3 » 1 »				
60	mé, cuivre, » 149° »	4 » 1 »				
61	laiton, » 151° »	1 » 1 »				
62	étain, zinc, » 155° »	6 » 1 »				
63	plomb, etc. » 183° »	1 » 2 »				
64	» 207° »	1 » 4 »				

*) Voir page 380.

G. TABLEAU POUR LA RÉDUCTION DE LA PRESSION D'EAU EN PRESSION DE MERCURE *).

Pression d'eau en *mm*	Pression de mercure en *mm*	Pression d'eau en *mm*	Pression de mercure en *mm*	Pression d'eau en *mm*	Pression de mercure en *mm*
1	0,07	25	1,84	85	6,27
2	0,15	30	2,21	90	6,64
3	0,22	35	2,58	100	7,38
4	0,30	40	2,95	200	14,76
5	0,37	45	3,32	300	22,14
6	0,44	50	3,69	400	29,52
7	0,52	55	4,06	500	36,90
8	0,59	60	4,43	600	44,28
9	0,66	65	4,80	700	51,66
10	0,74	70	5,17	800	59,04
15	1,12	75	5,54	900	66,42
20	1,48	80	5,90	1000	73,80

H. TABLEAUX POUR LES ALCOOLS ET LES SUCRES.

a. Tableau des poids spécifiques des solutions de sucre à diverses contenances **).

% en poids en sucre	Poids spécifique à 17,5° C	% en poids en sucre	Poids spécifique à 17,5° C	% en poids en sucre	Poids spécifique à 17,5° C	% en poids en sucre	Poids spécifique à 17,5° C
1	1,0040	20	1,0832	39	1,1743	58	1,2783
2	1,0080	21	1,0877	40	1,1794	59	1,2841
3	1,0120	22	1,0922	41	1,1846	60	1,2900
4	1,0160	23	1,0967	42	1,1898	61	1,2959
5	1,0200	24	1,1013	43	1 1951	62	1,3019
6	1,0240	25	1,1059	44	1,2004	63	1,3079
7	1,0281	26	1,1106	45	1,2057	64	1,3139
8	1,0322	27	1,1153	46	1,2111	65	1 3199
9	1,0363	28	1,1200	47	1,2165	66	1,3260
10	1,0404	29	1,1247	48	1,2219	67	1,3321
11	1,0446	30	1,1295	49	1,2274	68	1,3383
12	1,0488	31	1,1343	50	1,2329	69	1,3445
13	1,0530	32	1,1391	51	1,2385	70	1,3507
14	1,0572	33	1,1440	52	1,2441	71	1,3570
15	1,0614	34	1,1490	53	1,2497	72	1,3633
16	1,0657	35	1,1540	54	1,2553	73	1,3696
17	1,0700	36	1,1590	55	1,2610	74	1,3760
18	1,0744	37	1,1641	56	1,2667	75	1,3824
19	1,0788	38	1,1692	57	1,2725		

*) D'après Bunsen.
**) D'après Balling.

b — Tableau de comparaison des degrés d'après Beaume avec ceux du saccharimètre *).

DEGRÉS D'APRÈS							
Beaumé.	le saccharimètre.	Beaumé.	le saccharimètre	Beaumé.	le saccharimetre.	Beaumé.	le saccharimètre.
0,1	0,17	4,1	7,27	8,1	14,56	12,1	21,89
2	0,34	2	7,45	2	14,74	2	22,07
3	0,51	3	7,63	3	14,92	3	22,25
4	0,68	4	7,81	4	15,11	4	22,44
5	0,86	5	7,99	5	15,29	5	22,62
6	1,03	6	8,17	6	15,47	6	22,80
7	1,20	7	8,35	7	15,65	7	23,00
8	1,37	8	8,53	8	15,83	8	23,17
9	1,54	9	8,71	9	16,02	9	23,35
1,0	1,72	5,0	8,90	9,0	16,20	13,0	23,54
1	1,89	1	9,08	1	16,38	1	23,72
2	2,07	2	9,26	2	16,56	2	23,90
3	2,25	3	9,44	3	16,75	3	24,08
4	2,43	4	9,62	4	16,93	4	24,26
5	2,61	5	9,80	5	17,12	5	24,44
6	2,78	6	9,98	6	17,30	6	24,62
7	2,96	7	10,16	7	17,48	7	24,80
8	3,14	8	10,34	8	17,66	8	24,98
9	3,32	9	10,52	9	17,85	9	25,16
2,0	3,50	6,0	10,71	10,0	18,04	14,0	25,34
1	3,68	1	10,89	1	18,22	1	25,53
2	3,86	2	11,07	2	18,40	2	25,72
3	4,04	3	11,25	3	18,59	3	25,91
4	4,22	4	11,43	4	18,77	4	26,10
5	4,40	5	11,61	5	18,96	5	26,29
6	4,58	6	11,79	6	19,14	6	26,48
7	4,76	7	11,97	7	19,32	7	26,67
8	4,94	8	12,15	8	19,51	8	26,86
9	5,12	9	12,33	9	19,69	9	27,05
3,0	5,30	7,0	12,52	11,0	19,88	15,0	27,25
1	5,47	1	12,70	1	20,06	1	27,43
2	5,65	2	12,89	2	20,24	2	27,61
3	5,83	3	13,08	3	20,42	3	27,79
4	6,01	4	13,27	4	20,61	4	27,97
5	6,19	5	13,46	5	20,79	5	28,15
6	6,37	6	13,64	6	20,97	6	28,33
7	6,55	7	13,83	7	21,16	7	28,51
8	6,73	8	14,02	8	21,34	8	28,69
9	6,91	9	14,21	9	21,52	9	28,87
4,0	7,09	8,0	14,38	12,0	21,71	16,0	29,06

*) D'après Balling.

c. — Tableau de réduction des degrés de polarisation de solutions étendues de sucre en 0/0 de sucre *).

α. SANS ACÉTATE DE PLOMB						β. AVEC ACÉTATE DE PLOMB					
Degrés	%	Degrés	%	Degrés	%	Degrés	%	Degrés	%	Degrés	%
1	0,26	36	9,05	71	17,27	1	0,29	36	9,92	71	18,87
2	0,52	37	9,29	72	17,49	2	0,57	37	10,19	72	19,12
3	0,78	38	9,54	73	17,72	3	0,86	38	10,45	73	19,36
4	1,04	39	9,78	74	17,95	4	1,14	39	10,71	74	19,61
5	1,30	40	10,02	75	18,17	5	1,42	40	10,98	75	19,85
6	1,55	41	10,26	76	18,40	6	1,71	41	11,24	76	20,10
7	1,81	42	10,50	77	18,62	7	1,99	42	11,50	77	20,34
8	2,07	43	10,74	78	18,85	8	2,27	43	11,76	78	20,58
9	2,32	44	10,98	79	19,07	9	2,55	44	12,03	79	20,83
10	2,58	45	11,22	80	19,29	10	2,83	45	12,29	80	21,07
11	2,83	46	11,46	81	19,52	11	3,11	46	12,55	81	21,31
12	3,09	47	11,69	82	19,74	12	3,39	47	12,80	82	21,55
13	3,34	48	11,93	83	19,96	13	3,67	48	13,06	83	21,79
14	3,60	49	12,17	84	20,18	14	3,95	49	13,32	84	22,03
15	3,85	50	12,40	85	20,41	15	4,23	50	13,58	85	22,27
16	4,10	51	12,64	86	20,63	16	4,51	51	13,84	86	22,51
17	4,35	52	12,88	87	20,85	17	4,78	52	14,09	87	22,75
18	4,61	53	13,11	88	21,07	18	5,06	53	14,35	88	22,99
19	4,86	54	13,35	89	21,29	19	5,33	54	14,60	89	23,23
20	5,11	55	13,58	90	21,51	20	5,61	55	14,86	90	23,46
21	5,36	56	13,81	91	21,73	21	5,88	56	15,11	91	23,70
22	5,61	57	14,05	92	21,95	22	6,15	57	15,37	92	23,94
23	5,86	58	14,28	93	22,16	23	6,43	58	15,62	93	24,17
24	6,11	59	14,51	94	22,38	24	6,70	59	15,87	94	24,41
25	6,35	60	14,74	95	22,60	25	6,97	60	16,13	95	24,64
26	6,60	61	14,98	96	22,82	26	7,24	61	16,38	96	24,88
27	6,85	62	15,21	97	23,03	27	7,51	62	16,63	97	25,11
28	7,09	63	15,44	98	23,25	28	7,78	63	16,88	98	25,35
29	7,34	64	15,67	99	23,46	29	8,05	64	17,13	99	25,58
30	7,59	65	15,90	100	23,68	30	8,32	65	17,38	100	25,81
31	7,83	66	16,13			31	8,59	66	17,63		
32	8,08	67	16,36			32	8,86	67	17,88		
33	8,32	68	16,58			33	9,12	68	18,13		
34	8,57	69	16,81			34	9,39	69	18,38		
35	8,81	70	17,04			35	9,66	70	18,62		

*) Tableau de Veutzke, modifié par Oswald.

I. — TABLEAU DE RÉDUCTION DES POIDS SPÉCIFIQUES DE L'ALCOOL EN 0/0 DE VOLUMES DE TRALLES (15 56° C = 12,44° R).

% en volume	poids spécifique	% en volume	poids spécifique	% en volume	poids spécifique	% en volume	poids spécifique	% en volume	poids spécifique
0	0,9991								
1	9976	21	0,9741	41	0,9494	61	0,9104	81	0,8603
2	9961	22	9731	42	9478	62	9082	82	8575
3	9947	23	9720	43	9461	63	9059	83	8547
4	9933	24	9710	44	9444	64	9036	84	8518
5	9919	25	9700	45	9427	65	9013	85	8488
6	9906	26	9689	46	9409	66	8989	86	8458
7	9893	27	9679	47	9391	67	8965	87	8428
8	9881	28	9668	48	9373	68	8941	88	8397
9	9869	29	9657	49	9354	69	8917	89	8365
10	9857	30	9646	50	9335	70	8892	90	8332
11	9845	31	9634	51	9315	71	8867	91	8299
12	9834	32	9622	52	9295	72	8842	92	8265
13	9823	33	9609	53	9275	73	8817	93	8230
14	9812	34	9596	54	9254	74	8791	94	8194
15	9802	35	9583	55	9234	75	8765	95	8157
16	9791	36	9570	56	9213	76	8739	96	8118
17	9781	37	9556	57	9192	77	8712	97	8077
18	9771	38	9541	58	9170	78	8685	98	8034
19	9761	39	9526	59	9148	79	8658	99	7988
20	9751	40	9510	60	9126	80	8631	100	7939

V. DÉCRETS ET LOIS DIVERS

LOI

Concernant les contraventions aux règlements sur les appareils et bateaux à vapeur.

Du 21 juillet 1856

TITRE PREMIER

DES CONTRAVENTIONS RELATIVES A LA VENTE DES APPAREILS A VAPEUR

Art. 1er. — Est puni d'une amende de cent à mille francs tout fabricant qui a livré une chaudière fermée, ou tout autre pièce destinée à produire de la vapeur, sans qu'elle ait été soumise aux épreuves exigées par les règlements d'administration publique.

Est puni de la même peine, le fabricant qui, après avoir fait dans ses ateliers des changements ou des réparations notables à une chaudière, ou à toute autre pièce destinée à produire de la vapeur, l'a rendue au propriétaire sans qu'elle ait été de nouveau soumise aux dites épreuves.

Art. 2. — Est puni d'une amende de vingt-cinq à deux cents francs tout fabricant qui a livré un cylindre, une enveloppe de cylindre, ou une pièce quelconque destinée à contenir de la vapeur, sans que cette pièce ait été soumise aux épreuves prescrites par les dits règlements.

TITRE II

DES CONTRAVENTIONS RELATIVES A L'USAGE DES APPAREILS A VAPEUR ETABLIS AILLEURS QUE SUR LES BATEAUX

Art. 3. — Est puni d'une amende de vingt-cinq à cinq cents francs quiconque a fait usage d'une machine ou chaudière à vapeur sur laquelle ne seraient pas appliqués les timbres constatant qu'elle a été soumise aux épreuves et vérifications prescrites par les règlements d'administration publique.

Est puni de la même peine quiconque, après avoir fait faire à une chaudière ou partie de chaudière des changements ou réparations notables, a fait usage de la chaudière modifiée ou réparée sans en avoir donné avis au préfet ou sans qu'elle ait été soumise de nouveau, dans le cas ou le préfet l'aurait ordonné, à la pression d'épreuve correspondante au numéro du timbre dont elle est frappée.

Art. 4. — Est puni d'une amende de vingt-cinq à cinq cents francs

quiconque a fait usage d'un appareil à vapeur, sans être muni de l'autorisation exigée par les règlements d'administration publique.

L'amende est de cent à mille francs, si l'appareil à vapeur dont il a été fait usage sans autorisation n'est pas revêtu des timbres mentionnés en l'article précédent.

Néanmoins, l'amende n'est point encourue si, dans le délai de deux mois pour les appareils à placer dans l'intérieur des établissements et de trois mois pour les appareils placés en dehors, il n'a pas été statué par l'administration sur l'autorisation demandée.

Art. 5. — Celui qui continue à se servir d'un appareil à vapeur pour lequel l'autorisation a été retirée ou suspendue en vertu des règlements d'administration publique, est puni d'une amende de cent à deux mille francs, et peut être condamné, en outre à un emprisonnement de trois jours à un mois.

Art. 6. — Quiconque fait usage d'un appareil à vapeur autorisé sans s'être conformé aux prescriptions qui lui ont été imposées en vertu des dits règlements, en ce qui concerne les appareils de sûreté dont les chaudières doivent être pourvues, et l'emplacement de ces chaudières, ou qui continue à en faire usage alors que les appareils de sûreté et les dispositions de local ont cessé de satisfaire à ces prescriptions, est puni d'une amende de vingt-cinq à deux cents francs.

Art. 7. — Le chauffeur ou mécanicien qui a fait fonctionner une machine ou chaudière à une pression supérieure au degré déterminé dans l'acte d'autorisation, ou qui a surchargé les soupapes d'une chaudière, faussé ou paralysé les autres appareils de sûreté, est puni d'une amende de vingt-cinq à cinq cents francs, et peut être, en outre condamné à un emprisonnement de trois jours à un mois.

Le propriétaire, le chef de l'entreprise, le directeur, le gérant ou le préposé par les ordres duquel a eu lieu la contravention prévue au présent article, est puni d'une amende de cent à deux mille francs, et peut être condamné à un emprisonnement de six jours à deux mois.

TITRE III

DES CONTRAVENTIONS RELATIVES AUX BATEAUX A VAPEUR ET AUX APPAREILS A VAPEUR PLACÉS SUR CES BATEAUX

Art. 8. — Est puni d'une amende de cent à deux mille francs tout propriétaire ou chef d'entreprise qui a fait naviguer un bateau à vapeur sans un permis de navigation délivré par l'autorité administrative, conformément aux règlements d'administration publique.

Art. 9. — Le propriétaire ou chef d'entreprise qui a continué de faire naviguer un bateau à vapeur dont le permis a été suspendu ou retiré en vertu des dits règlements, encourt une amende de quatre

cents à quatre mille francs, et peut être condamné, en outre, à un emprisonnement d'un mois à un an.

Art. 10. — Est puni d'une amende de quatre cents à quatre mille francs tout propriétaire de bateau à vapeur ou chef d'entreprise qui fait usage d'une chaudière non revêtue des timbres constatant qu'elle a été soumise aux épreuves prescrites par les règlements d'administration publique, ou qui, après avoir fait faire à une chaudière ou partie de chaudière des changements ou réparations notables a fait usage, hors le cas de force majeure, de la chaudière réparée ou modifiée sans qu'elle ait été soumise à la pression d'épreuve correspondante au numéro du timbre dont elle est frappée.

Art. 11. — Est puni d'une amende de deux cents à quatre mille francs tout propriétaire de bateau à vapeur ou chef d'entreprise qui, après avoir obtenu un permis de navigation, fait naviguer ce bateau sans se conformer aux prescriptions qui lui ont été imposées en vertu des règlements d'administration publique en ce qui concerne les appareils de sûreté dont les chaudières doivent être pourvues, l'emplacement des machines, et les séparations entre cet emplacement et les salles destinées aux passagers.

La même peine est applicable dans le cas où le bateau a continué à naviguer après que les appareils de sûreté ou les dispositions du local ont cessé de satisfaire à ces prescriptions.

Art. 12. — Est puni d'une amende de deux cents à deux mille francs tout propriétaire de bateau à vapeur ou chef d'entreprise qui a confié la conduite du bateau ou de l'appareil moteur à un capitaine ou à un mécanicien non pourvu des certificats de capacité exigés par les règlements d'administration publique.

Art. 13. — Est puni d'une amende de cinquante à cinq cents francs le capitaine d'un bateau à vapeur si, par suite de sa négligence :

1° La pression de la vapeur dans les chaudières a été portée au-dessus de la limite fixée par le permis de navigation;

2° Les appareils prescrits, soit pour limiter ou indiquer cette pression, soit pour indiquer le niveau de l'eau dans l'intérieur des chaudières, soit pour alimenter d'eau les chaudières, ont été faussés ou paralysés.

Art. 14. — Est puni d'une amende de cinquante à cinq cents francs et, en outre, d'un emprisonnement de trois jours à trois mois le mécanicien ou chauffeur qui, sans ordre, a surchargé les soupapes, faussé ou paralysé les autres appareils.

Lorsque la surcharge des soupapes a eu lieu, hors du cas de force majeure, par l'ordre du capitaine ou du chef de manœuvre qui le remplace, le capitaine ou le chef de manœuvre qui a donné l'ordre est puni d'une amende de deux cents à deux mille francs, et peut être condamné à un emprisonnement de six jours à deux mois.

Art. 15. — Est puni d'une amende de vingt-cinq à deux cents cinquante francs, et d'un emprisonnement de trois jours à un mois, le

mécanicien d'un bateau à vapeur qui aura laissé descendre l'eau dans la chaudière, au niveau des conduits de la flamme et de la fumée.

Art. 16. — Est puni d'une amende de cinquante à cinq cents francs le capitaine d'un bateau à vapeur qui a contrevenu aux dispositions des règlements d'administration publique, ou des arrêtés des préfets rendus en vertu de ces règlements, en ce qui concerne :

1° Le nombre de passagers qui peuvent être reçus à bord;

2° Le nombre et la nature des embarcations, agrès et appareaux dont le bateau doit être pourvu,

3° Les prescriptions relatives aux embarquements et débarquements, et celles qui ont pour objet d'éviter les accidents au départ, au passage sous les ponts ou à l'arrivée des bateaux, ou de prévenir les abordages.

Art. 17. — Dans le cas où, par inobservation des règlements, le capitaine d'un bateau à vapeur a heurté, endommagé ou mis en péril un autre bateau, il est puni d'une amende de cinquante à cinq cents francs, et peut être condamné, en outre, à un emprisonnement de six jours à trois mois.

Art. 18. — Le propriétaire du bateau à vapeur, le chef d'entreprise ou le gérant par les ordres de qui a lieu l'un des faits prévus par les articles 13, 14 et 16 de la présente loi, est passible de peines doubles de celles qui, conformément auxdits articles, seront appliquées à l'auteur de la contravention.

TITRE IV

DISPOSITIONS GÉNÉRALES

Art. 19. — En cas de récidive, l'amende et la durée de l'emprisonnement peuvent être élevées au double du maximum porté dans les articles précédents.

Il y a récidive, lorsque le contrevenant a subi, dans les douze mois qui précèdent, une condamnation en vertu de la présente loi.

Art. 20. — Si les contraventions prévues par les titres II et III de la présente loi ont occasionné des blessures, la peine sera de huit jours à six mois d'emprisonnement et l'amende de cinquante à mille francs ; si elles ont occasionné la mort d'une ou plusieurs personnes, l'emprisonnement sera de six mois à cinq ans, et l'amende de trois cents à trois mille francs.

Art. 21. — Les contraventions prévues par la présente loi sont constatées par les ingénieurs des mines, les ingénieurs des ponts et chaussées, les gardes-mines, les conducteurs et autres employés des ponts et chaussées et des mines commissionnés à cet effet, les maires et adjoints, les commissaires de police, et, en outre, pour les bateaux à vapeur, les officiers de port, les inspecteurs et gardes

de la navigation, les membres des commissions de surveillance instituées en exécution des règlements, et les hommes de l'art qui, dans les ports étrangers, auront, en vertu de l'article 49 de l'ordonnance du 17 janvier 1846, été chargés par les consuls ou agents consulaires français de procéder aux visites des bateaux à vapeur.

Art. 22. — Les procès-verbaux dressés en exécution de l'article précédent sont visés pour timbre et enregistrés en débet.

Ceux qui ont été dressés par des agents de surveillance et gardes assermentés doivent, à peine de nullité, être affirmés dans les trois jours devant le juge de paix ou le maire, soit du lieu du délit, soit de la résidence de l'agent.

Les dits procès-verbaux font foi jusqu'à preuve contraire.

Les procès-verbaux qui ont été dressés dans les ports étrangers, par les hommes de l'art désignés en l'article 21 ci-dessus, sont enregistrés à la chancellerie du consulat et envoyés en originaux au ministre de l'agriculture, du commerce et des travaux publics, afin que les poursuites soient exercées devant les tribunaux compétents.

Art. 23. — L'article 463 du Code pénal est applicable aux condamnations prononcées en exécution de la présente loi.

DÉCRET

Relatif aux appareils à vapeur autres que ceux qui sont placés à bord des bateaux.

Du 1er mai 1880.

Art. 1er — Sont soumis aux formalités et aux mesures prescrites par le présent règlement : 1° les générateurs de vapeur, autres que ceux qui sont placés à bord des bateaux; 2° les récipients définis ci-après (titre V).

TITRE PREMIER

MESURES DE SURETÉ RELATIVES AUX CHAUDIÈRES PLACÉES A DEMEURE.

Art. 2. — Aucune chaudière neuve ne peut être mise en service qu'après avoir subi l'épreuve réglementaire ci-après définie. Cette épreuve doit être faite chez le constructeur et sur sa demande.

Toute chaudière venant de l'étranger est éprouvée, avant sa mise en service, sur le point du territoire français désigné par le destinataire dans sa demande.

Art. 3. — Le renouvellement de l'épreuve peut être exigé de celui qui fait usage d'une chaudière :

1° Lorsque la chaudière, ayant déjà servi, est l'objet d'une nouvelle installation ;

2° Lorsqu'elle a subi une réparation notable;

3° Lorsqu'elle est remise en service après un chômage prolongé.

A cet effet, l'intéressé devra informer l'ingénieur des mines de ces diverses circonstances. En particulier, si l'épreuve exige la démolition du massif du fourneau ou l'enlèvement de l'enveloppe de la chaudière et un chômage plus ou moins prolongé, cette épreuve pourra ne point être exigée, lorsque des renseignements authentiques sur l'époque et les résultats de la dernière visite, intérieure et extérieure, constitueront une présomption suffisante en faveur du bon état de la chaudière. Pourront être notamment considérés comme renseignements probants les certificats délivrés aux membres des associations de propriétaires d'appareils à vapeur par celle de ces associations que le ministre aura désignée.

Le renouvellement de l'épreuve est exigible également lorsque, à raison des conditions dans lesquelles une chaudière fonctionne, il y a lieu, par l'ingénieur des mines, d'en suspecter la solidité.

Dans tous les cas, lorsque celui qui fait usage d'une chaudière contestera la nécessité d'une nouvelle épreuve, il sera, après une instruction où celui-ci sera entendu, statué par le préfet.

En aucun cas, l'intervalle entre deux épreuves consécutives n'est supérieur à dix années. Avant l'expiration de ce délai, celui qui fait usage d'une chaudière à vapeur doit lui-même demander le renouvellement de l'épreuve.

Art. 4. — L'épreuve consiste à soumettre la chaudière à une pression hydraulique supérieure à la presssion effective qui ne doit point être dépassée dans le service. Cette pression d'épreuve sera maintenue pendant le temps nécessaire à l'examen de la chaudière dont toutes les parties doivent pouvoir être visitées.

La surcharge d'épreuve par centimètre carré est égale à la pression effective, sans jamais être inférieure à un demi-kilogramme ni supérieure à 6 kilogrammes.

L'épreuve est faite sous la direction de l'ingénieur des mines et en sa présence, ou, en cas d'empêchement, en présence du garde-mine opérant d'après ses instructions.

Elle n'est pas exigée pour l'ensemble d'une chaudière dont les diverses parties, éprouvées séparément, ne doivent être réunies que par des tuyaux placés sur tout leur parcours, en dehors du foyer et des conduits de flamme, et dont les joints peuvent être facilement démontés.

Le chef d'établissement où se fait l'épreuve fournit la main d'œuvre et les appareils nécessaires à l'opération.

Art. 5. — Après qu'une chaudière ou partie de chaudière a été

éprouvée avec succès, il y est apposé un timbre, indiquant, en kilogrammes par centimètre carré, la pression effective que la vapeur ne doit pas dépasser.

Les timbres sont poinçonnés et reçoivent trois nombres indiquant le jour, le mois et l'année de l'épreuve.

Un de ces timbres est placé de manière à être toujours apparent après la mise en place de la chaudière.

Art. 6.— Chaque chaudière est munie de deux soupapes de sûreté, chargées de manière à laisser la vapeur s'écouler dès que sa pression effective atteint la limite maximum indiquée par le timbre réglementaire.

L'orifice de chacune des soupapes doit suffire à maintenir, celle-ci étant au besoin convenablement déchargée ou soulevée et quelle que soit l'activité du feu, la vapeur dans la chaudière à un degré de pression qui n'excède, pour aucun cas, la limite ci-dessus.

Le constructeur est libre de répartir, s'il le préfère, la section totale d'écoulement nécessaire des deux soupapes réglementaires entre un plus grand nombre de soupapes.

Art. 7. — Toute chaudière est munie d'un manomètre en bon état placé en vue du chauffeur et gradué de manière à indiquer, en kilogrammes, la pression effective de la vapeur dans la chaudière.

Une marque très apparente indique sur l'échelle du manomètre la limite que la pression effective ne doit point dépasser.

La chaudière est munie d'un ajutage terminé par une bride de 0^m04 de diamètre et 0^m005 d'épaisseur, disposée pour recevoir le manomètre vérificateur.

Art. 8. — Chaque chaudière est munie d'un appareil de retenue, soupape ou clapet, fonctionnant automatiquement et placé au point d'insertion du tuyau d'alimentation qui lui est propre.

Art. 9. — Chaque chaudière est munie d'une soupape ou d'un robinet d'arrêt de vapeur placé, autant que possible, à l'origine du tuyau de conduite de vapeur, sur la chaudière même.

Art. 10. — Toute paroi en contact par une de ses faces avec la flamme doit être baignée par l'eau sur sa face opposée.

Le niveau de l'eau doit être maintenu, dans chaque chaudière, à une hauteur de marche, telle qu'il soit, en toute circonstance, à $0^m,06$ au moins au-dessus du plan pour lequel la condition précédente cesserait d'être remplie. La position limite sera indiquée, d'une manière très apparente, au voisinage du tube de niveau mentionné à l'article suivant.

Les prescriptions énoncées au présent article ne s'appliquent point :

1° Aux surchauffeurs de vapeur distincts de la chaudière,

2° A des surfaces relativement peu étendues et placés de manière à ne jamais rougir, même lorsque le feu est poussé à son maximum d'activité, telles que les tubes ou parties de cheminées qui traver-

sent le réservoir de vapeur en envoyant directement à la cheminée principale les produits de la combustion.

Art. 11. — Chaque chaudière est munie de deux appareils indicateurs du niveau de l'eau, indépendants l'un de l'autre et placés en vue de l'ouvrier chargé de l'alimentation.

L'un de ces deux indicateurs est un tube en verre, disposé de manière à pouvoir être facilement nettoyé et remplacé au besoin.

Pour les chaudières verticales de grande hauteur, le tube en verre est remplacé par un appareil disposé de manière à reporter, en vue de l'ouvrier chargé de l'alimentation, l'indication du niveau de l'eau dans la chaudière.

TITRE II

ÉTABLISSEMENT DES CHAUDIÈRES A VAPEUR PLACÉES A DEMEURE

Art. 12. — Toute chaudière à vapeur destinée à être employée à demeure ne peut être mise en service qu'après une déclaration adressée, par celui qui fait usage du générateur, au préfet du département. Cette déclaration est enregistrée à sa date. Il en est donné acte. Elle est communiqué sans délai à l'ingénieur en chef des mines.

Art. 13. — La déclaration fait connaître avec précision :

1. Le nom et le domicile du vendeur de la chaudière ou l'origine de celle-ci ;

2. La commune et le lieu où elle est établie ;

3. La forme, la capacité et la surface de chauffe ;

4. Le numéro de timbre réglementaire ;

5. Un numéro distinctif de la chaudière, si l'établissement en possède plusieurs ;

6. Enfin, le genre d'industrie et l'usage auquel elle est destinée.

Art. 14. — Les chaudières sont divisées en trois catégories.

Cette classification est basée sur le produit de la multiplication du nombre exprimant en mètres cubes la capacité totale de la chaudière (avec ses bouilleurs et ses réchauffeurs alimentaires, mais sans y comprendre les surchauffeurs de vapeur) par le nombre exprimant, en degrés centigrades, l'excès de la température de l'eau correspondant à la pression indiquée par le timbre réglementaire sur la température de 100 degrés, conformément à la table annexée au présent décret.

Si plusieurs chaudières doivent fonctionner ensemble dans un même emplacement, et si elles ont entre elles une communication quelconque, directe ou indirecte, on prend, pour former le produit, comme il vient d'être dit, la somme des capacités de ces chaudières.

Les chaudières sont de la première catégorie, quand le produit est

plus grand que 200 ; de la deuxième, quand le produit n'excède pas 200, mais surpasse 50 ; de la troisième, si le produit n'excède pas 50.

Art. 15. — Les chaudières comprises dans la première catégorie doivent être établies en dehors de toute maison d'habitation et de tout atelier surmonté d'étages. N'est pas considérée comme un étage, au-dessus de l'emplacement d'une chaudière, une construction dans laquelle ne se fait aucun travail nécessitant la présence d'un personnel à poste fixe.

Art. 16. — Il est interdit de placer une chaudière de première catégorie à moins de 3 mètres d'une maison d'habitation.

Lorsqu'une chaudière de première catégorie est placée à moins de dix mètres d'une maison d'habitation, elle en est séparée par un mur de défense.

Ce mur, en bonne et solide maçonnerie, est construit de manière à défiler la maison par rapport à tout point de la chaudière distant de moins de 10 mètres, sans toutefois que sa hauteur dépasse de 1 mètre la partie la plus élevée de la chaudière. Son épaisseur est égale au tiers au moins de sa hauteur, sans que cette épaisseur puisse être inférieure à 1 mètre en couronne. Il est séparé du mur de la maison voisine par un intervalle libre de 30 centimètres de largeur au moins.

L'établissement d'une chaudière de première catégorie à la distance de 10 mètres ou plus d'une maison d'habitation n'est assujetti à aucune condition particulière.

Les distances de 3 mètres et de 10 mètres, fixées ci-dessus, sont réduites respectivement à $1^{m}50$ et à 5 mètres, lorsque la chaudière est enterrée de façon que la partie supérieure de ladite chaudière se trouve à 1 mètre en contre-bas du sol du côté de la maison voisine.

Art. 17. — Les chaudières comprises dans la deuxième catégorie peuvent être placées dans l'intérieur de tout atelier, pourvu que l'atelier ne fasse pas partie d'une maison d'habitation.

Les foyers sont séparés des murs des maisons voisines par un intervalle libre de 1 mètre au moins.

Art. 18. — Les chaudières de troisième catégorie peuvent être établies dans un atelier quelconque, même lorsqu'il fait partie d'une maison d'habitation.

Les foyers sont séparés des murs des maisons voisines par un intervalle libre de $0^{m},50$ au moins.

Art. 19. — Les conditions d'emplacement prescrites pour les chaudières à demeure, par les précédents articles, ne sont pas applicables aux chaudières pour l'établissement desquelles il aura été satisfait au décret du 25 janvier 1865, antérieurement à la promulgation du présent règlement.

Art. 20. — Si, postérieurement à l'établissement d'une chaudière, un terrain contigu vient à être affecté à la construction d'une maison d'habitation, celui qui fait usage de la chaudière devra se

conformer aux mesures prescrites par les articles 16, 17 et 18 comme si la maison eût été construite avant l'établissement de la chaudière.

Art. 21. — Indépendamment des mesures générales de sûreté prescrites au titre Ier de la déclaration prévue par les articles 12 et 13, les chaudières à vapeur, fonctionnant dans l'intérieur des mines, sont soumises aux conditions que pourra prescrire le préfet, suivant les cas et sur le rapport de l'ingénieur des mines.

TITRE III

CHAUDIÈRES LOCOMOBILES

Art. 22. — Sont considérées comme locomobiles les chaudières à vapeur qui peuvent être transportées facilement d'un lieu dans un autre, n'exigent aucune construction pour fonctionner sur un point donné et ne sont employées que d'une manière temporaire à chaque station.

Art. 23. — Les dispositions des articles 2 à 11 inclusivement du présent décret sont applicables aux chaudières locomobiles.

Art. 24. — Chaque chaudière porte une plaque sur laquelle sont gravés, en caractères très apparents, le nom et le domicile du propriétaire et un numéro d'ordre, si ce propriétaire possède plusieurs chaudières locomobiles.

Art. 25. — Elle est l'objet de la déclaration prescrite par les articles 12 et 13. Cette déclaration est adressée au préfet du département où est le domicile du propriétaire.

L'ouvrier chargé de la conduite devra représenter à toute réquisition le récépissé de cette déclaration.

TITRE IV

CHAUDIÈRES DES MACHINES LOCOMOTIVES

Art. 26. — Les machines à vapeur locomotives sont celles qui, sur terre, travaillent en même temps qu'elles se déplacent par leur propre force, telles que les machines des chemins de fer et des tramways, les machines routières, les rouleaux compresseurs, etc.

Art. 27. — Les dispositions des articles 2 à 8 inclusivement et celles des articles 11 et 24 sont applicables aux chaudières des machines locomotives.

Art. 28. — Les dispositions de l'article 25, paragraphe Ier, s'appliquent également à ces chaudières.

Art. 29. — La circulation des machines locomotives a lieu dans les conditions déterminées par des règlements spéciaux.

TITRE V.

RÉCIPIENTS

Art. 30. — Sont soumis aux dispositions suivantes les récipients de formes diverses, d'une capacité de plus de 100 litres, au moyen desquels les matières à élaborer sont chauffées, non directement à feu nu, mais par de la vapeur empruntée à un générateur distinct, lorsque leur communication avec l'atmosphère n'est point établie par des moyens excluant toute pression effective nettement appréciable.

Art. 31. — Ces récipients sont assujettis à la déclaration prescrite par les articles 12 et 13.

Ils sont soumis à l'épreuve, conformément aux articles 2, 3, 4 et 5. Toutefois, la surcharge d'épreuve sera, dans tous les cas, égale à la moitié de la pression maximum à laquelle l'appareil doit fonctionner, sans que cette surcharge puisse excéder 4 kilogrammes par centimètre carré.

Art. 32. — Ces récipients sont munis d'une soupape de sûreté réglée pour la pression indiquée par le timbre, à moins que cette pression ne soit égale ou supérieure à celle fixée pour la chaudière alimentaire.

L'orifice de cette soupape, convenablement déchargée ou soulevée au besoin, doit suffire à maintenir, pour tous les cas, la vapeur dans le récipient à un degré de pression qui n'excède pas la limite du timbre.

Elle peut être placée, soit sur le récipient lui-même, soit sur le tuyau d'arrivée de la vapeur, entre le robinet et le récipient.

Art. 33. — Les dispositions des articles 30, 31 et 32 s'appliquent également aux réservoirs dans lesquels de l'eau à haute température est emmagasinée, pour fournir ensuite un dégagement de vapeur ou de chaleur, quel qu'en soit l'usage.

Art. 34. — Un délai de six mois, à partir de la promulgation du présent décret, est accordé pour l'exécution des quatre articles qui précèdent.

TITRE VI

DISPOSITIONS GÉNÉRALES

Art. 35. — Le ministre peut, sur le rapport des ingénieurs des mines, l'avis du préfet et celui de la commission centrale des machines à vapeur, accorder dispense de tout ou partie des prescriptions du présent décret, dans tous les cas où, à raison soit de la forme, soit de la faible dimension des appareils, soit de la position

spéciale des pièces contenant de la vapeur, il serait reconnu que la dispense ne peut pas avoir d'inconvénient.

Art. 36. — Ceux qui font usage des générateurs ou de récipients de vapeur veilleront à ce que ces appareils soient entretenus constamment en bon état de service.

A cet effet, ils tiendront la main à ce que des visites complètes, tant à l'intérieur qu'à l'extérieur, soient faites à des intervalles rapprochés pour constater l'état des appareils et assurer l'exécution, en temps utile, des réparations ou remplacements nécessaires.

Ils devront informer les ingénieurs des réparations notables faites aux chaudières et aux récipients, en vue de l'exécution des articles 3 (1°, 2° et 3°) et 31, § 2.

Art. 37. — Les contraventions au présent règlement sont constatées, poursuivies et réprimées conformément aux lois.

Art. 38. — En cas d'accident ayant occasionné la mort ou des blessures, le chef de l'établissement doit prévenir immédiatement l'autorité chargée de la police locale et l'ingénieur des mines chargé de la surveillance. L'ingénieur se rend sur les lieux, dans le plus bref délai, pour visiter les appareils, en constater l'état et rechercher les causes de l'accident. Il rédige sur le tout :

1° Un rapport qu'il adresse au procureur de la République et dont une expédition est transmise à l'ingénieur en chef, qui fait parvenir son avis à ce magistrat;

2° Un rapport qui est adressé au préfet, par l'intermédiaire et avec l'avis de l'ingénieur en chef.

En cas d'accident n'ayant occasionné ni mort ni blessures, l'ingénieur des mines seul est prévenu, il rédige un rapport qu'il envoie, par l'intermédiaire et avec l'avis de l'ingénieur en chef, au préfet.

En cas d'explosion, les constructions ne doivent point être réparées et les fragments de l'appareil rompu ne doivent point être déplacés ou dénaturés avant la constatation de l'état des lieux par l'ingénieur.

Art. 39. — Par exception, le ministre pourra confier la surveillance des appareils à vapeur aux ingénieurs ordinaires et aux conducteurs des ponts et chaussées, sous les ordres de l'ingénieur en chef des mines de la circonscription.

Art. 40. — Les appareils à vapeur qui dépendent des services spéciaux de l'État sont surveillés par les fonctionnaires et agents de ces services.

Art. 41. — Les attributions conférées aux préfets des départements par le présent décret sont exercées par le préfet de police dans toute l'étendue de son ressort.

Art. 42. — Est rapporté le décret du 25 janvier 1865.

Art. 43. — Le ministre des travaux publics est chargé de l'exécution du présent décret qui sera inséré au *Journal officiel* et au *Bulletin des lois*.

TABLE DONNANT LA TEMPÉRATURE (EN DEGRÉS CENTIGRADES) DE L'EAU CORRESPONDANT A UNE PRESSION DONNÉE (EN KILOGRAMMES EFFECTIFS)

VALEURS CORRESPONDANTES			
de la pression effective en kilogrammes	de la température en degrés centigrades	de la pression effective en kilogrammes	de la température en degrés centigrades
0.5	111	10.5	185
1.0	120	11.0	187
1.5	127	11 5	189
2.0	133	12.0	191
2.5	138	12.5	193
3.0	143	13.0	194
3.5	147	13.5	196
4.0	151	14.0	197
4.5	155	14 5	199
5.0	158	15.0	200
5.5	161	15.5	202
6.0	164	16.0	203
6.5	167	16.5	205
7 0	170	17.0	206
7.5	173	17.5	208
8.0	175	18.0	209
8.5	177	18.5	210
9 0	179	19.0	211
9.5	181	19.5	213
10.0	183	20.0	214

Décret relatif aux générateurs à vapeur autres que ceux qui sont placés à bord des bateaux.

Du 29 juin 1886.

Art. 1er. — Lorsque plusieurs générateurs de vapeur, placés à demeure, sont groupés sur une conduite générale de vapeur en nombre tel que le produit, formé comme il est dit à l'article 14 du décret du 30 avril 1880, en prenant comme base du calcul le timbre réglementaire le plus élevé, dépasse le nombre 1800, lesdits générateurs sont répartis par séries correspondant chacun à un produit au plus égal à ce nombre; chaque série est munie d'un clapet automa-

tique d'arrêt, disposé de façon à éviter, en cas d'explosion, le déversement de la vapeur des séries restées intactes.

Art. 2. — Lorsqu'un générateur de première catégorie est chauffé par les flammes perdues d'un ou plusieurs fours métallurgiques, tout le courant des gaz chauds doit, en arrivant au contact des tôles, être dirigé tangentiellement aux parois de la chaudière.

A cet effet, si les rampants destinés à amener les flammes ne sont pas construits de façon à assurer ce résultat, les tôles exposées aux coups de feu sont protégées, en face des débouchés des rampants dans les carneaux, par des murettes en matériaux réfractaires, distantes des tôles d'au moins cinquante millimètres, et suffisamment étendues dans tous les sens pour que les courants de gaz chauds prennent des directions sensiblement tangentielles aux surfaces des tôles voisines avant de les toucher.

Art. 3. — Les dispositions de l'article 35 du décret du 30 avril 1880 sont applicables aux prescriptions du présent règlement.

Art. 4. — Un délai de six mois est accordé aux propriétaires des chaudières existant antérieurement à la promulgation du présent règlement, pour se conformer aux prescriptions ci-dessus.

BREVETS D'INVENTION

LÉGISLATION DES PRINCIPAUX ÉTATS

Tableaux dressés par M. H. Josse ingénieur-conseil, directeur de l'office Emile Barrault.

Convention internationale du 20 mars 1883 sur la protection de la propriété industrielle.

Les principaux pays ayant adhéré à cette convention sont, actuellement : *la France*, *l'Angleterre*, *la Belgique*, *le Brésil*, *l'Espagne*, *l'Italie*, *les Pays-Bas*, *le Portugal*, *la Serbie*, *la Suède et la Norvège*, *la Suisse*, *la Tunisie*.

Parmi les pays n'ayant pas encore adhéré à cette convention, il est intéressant de citer *l'Allemagne*, *l'Autriche*, *la Russie et les États-Unis*. Les sujets ou citoyens de ces États, non assimilés à ceux des États contractants, ne jouissent pas du bénéfice de cette convention. (Voir plus loin les art. 3, 4 et 5 de la convention.)

Extrait de la circulaire ministérielle du 26 août 1884 relative aux dispositions de la Convention Internationale.

Le principe qui domine la convention du 20 mars 1883 est le respect des législations particulières des États contractants.

L'article 2 dispose que les sujets ou citoyens de chacun de ces États, auront la même protection que les nationaux et le même recours légal contre toute atteinte portée à leurs droits, sous réserve de l'accomplissement des formalités et des conditions imposées aux nationaux par la législation intérieure de chaque Etat.

Pour accomplir ces diverses formalités, l'article 4 accorde à celui qui aura régulièrement fait le dépôt d'une demande de brevet d'invention, d'un dessin ou modèle industriel, d'une marque de fabrique ou de commerce dans l'un des États contractants, un droit de priorité pendant un délai de six mois, pour les brevets d'invention, et de trois mois, pour les dessins ou modèles industriels, ainsi que pour les marques de fabrique ou de commerce; ces délais sont augmentés d'un mois pour les pays d'outre-mer.

En conséquence, le dépôt ultérieurement opéré, dans l'un des autres États de l'Union, avant l'expiration de ces délais, ne pourra être invalidé par des faits accomplis dans l'intervalle, soit notamment par un autre dépôt, par la publication de l'invention ou de son exploitation par un tiers, par la mise en vente d'exemplaires du dessin ou du modèle, par l'emploi de la marque.

L'article 5 contient une disposition sur laquelle il y a lieu d'insister, en ce sens qu'elle constitue une dérogation à la loi du 5 juillet 1844 qui régit, en France, les brevets d'invention.

L'article 32 de cette loi, modifiée par la loi du 20-31 mai 1856, porte que : sera déchu de tous ses droits, le breveté qui aura introduit en France, des objets fabriqués en pays étrangers, et semblables à ceux qui sont garantis par son brevet. Néanmoins, le Ministre du Commerce peut autoriser l'introduction : 1° des modèles de machines; 2° d'objets, fabriqués à l'étranger, destinés à des expositions publiques ou à des essais faits avec l'assentiment du gouvernement.

Or, l'article 5 de la convention stipule que l'introduction par le breveté, dans le pays où le brevet a été délivré, d'objets fabriqués dans l'un ou l'autre des États de l'Union, n'entraînera pas la déchéance, avec la réserve, toutefois, que le breveté restera soumis à l'obligation d'exploiter son brevet conformément aux lois du pays où il introduit les objets brevetés.

Les titulaires de brevets français qui veulent introduire, en France, des objets semblables à ceux qui sont garantis par leurs brevets et fabriqués sur le territoire de l'un des États concordataires, n'ont plus, en conséquence, de demande à adresser, dans ce but, au département du commerce, et ils peuvent introduire ces objets librement.

Mais ils restent, comme par le passé, soumis aux dispositions de l'article précité de la loi du 5 juillet 1844, en ce qui concerne les objets fabriqués hors du territoire d'un des pays de l'Union.

Art. 3. — Sont assimilés aux sujets ou citoyens des États contractants, les sujets ou citoyens des États ne faisant pas partie de l'Union qui sont domiciliés ou ont des établissements industriels ou commerciaux sur le territoire de l'un des États de l'Union.

Art. 4. — Celui qui aura régulièrement fait le dépôt d'une demande

de brevet d'invention, d'un dessin ou d'un modèle industriel, d'une marque de fabrique ou de commerce, dans l'un des États contractants, jouira, pour effectuer le dépôt dans les autres États, et sous réserve des droits des tiers, d'un droit de priorité, pendant les délais déterminés ci-après.

En conséquence, le dépôt ultérieurement opéré dans l'un des autres États de l'Union, avant l'expiration de ces délais, ne pourra être invalidé par des faits accomplis dans l'intervalle, soit, notamment, par un autre dépôt, par la publication de l'invention ou son exploitation par un tiers, par la mise en vente d'exemplaires du dessin ou du modèle, par l'emploi de la marque.

Les délais de priorité mentionnés ci-dessus seront de six mois pour les brevets d'invention et de trois mois pour les dessins ou modèles industriels, ainsi que pour les marques de fabrique ou de commerce. Ils seront augmentés d'un mois pour les pays d'outre-mer.

Art. 5. — L'introduction par le breveté, dans le pays où le brevet a été délivré, d'objets fabriqués dans l'un ou l'autre des États de l'Union, n'entraînera pas la déchéance.

Toutefois, le breveté restera soumis à l'obligation d'exploiter son brevet conformément aux lois du pays où il introduit les objets brevetés.

Lois sur les brevets.

FRANCE

Loi de 1844.

Date, durée et nature du brevet. — Le brevet date du jour du dépôt; il est généralement demandé pour une durée de 15 ans. L'inventeur peut prendre des certificats d'addition qui finissent avec le brevet principal. Quiconque imagine un perfectionnement à une invention déjà brevetée, peut se garantir le privilège de son perfectionnement par un brevet (*et non par un certificat d'addition*), mais ne peut exploiter l'invention ainsi perfectionnée, sans le consentement du premier inventeur; réciproquement, celui-ci ne peut appliquer à son invention le perfectionnement breveté, sans le consentement du second inventeur.

Cette disposition de la loi a pour but de les amener à une entente.

Nul autre que le breveté, ou ses ayants droit, ne peut, pendant une année, prendre valablement un brevet pour un changement, perfectionnement ou addition à l'invention qui fait l'objet du brevet primitif. Néanmoins, toute personne qui voudra prendre un brevet pour changement, addition ou perfectionnement à une découverte, déjà brevetée, pourra, dans le cours de ladite année, former une demande qui sera transmise et restera déposée, sous cachet, au ministère du commerce. L'année expirée, le cachet sera brisé et le brevet délivré, si le breveté principal n'a pas lui-même, pendant l'année, revendiqué

les mêmes perfectionnements dans un certificat d'addition ou un brevet, auquel cas, la préférence est accordée à celui-ci, quelles que soient les dates de priorité.

Le certificat d'addition fait corps avec le brevet et profite à tous les ayants droit, par exemple au cessionnaire, aux licenciés, aux co-propriétaires.

La jurisprudence ne décide pas nettement quels sont les droits respectifs des co-inventeurs et des co-propriétaires, en matière d'exploitation des brevets. Dans ce cas, on fera sagement de régler ces droits par convention spéciale, si faire se peut.

Pour les inventions déjà brevetées à l'étranger, la durée du brevet pris en France, est limitée à celle des brevets étrangers, sans pouvoir dépasser 15 ans. Les brevets sont valables pour toutes les colonies.

Quiconque, dans des enseignes, annonces, prospectus, affiches, marques ou estampilles, prendra la qualité de breveté, sans posséder un brevet délivré conformément aux lois, ou après l'expiration d'un brevet antérieur, ou qui, étant breveté, mentionnera sa qualité de breveté ou son brevet, sans y ajouter ces mots : *sans garantie du gouvernement*, sera puni d'une amende de 50 à 1000 fr. La mention « breveté » ne peut s'appliquer que sur les objets ou produits de l'invention.

Pièces à fournir. — Leur nombre et leur nature :

1° Une requête au ministre;

2° Un récépissé constatant le versement de la première annuité de 100 francs:

3° Une description, en double expédition;

4° Les dessins nécessaires pour comprendre l'invention, en double expédition;

5° Un bordereau des pièces déposées.

Lorsque la demande est faite aux colonies, il faut une triple expédition de la description et des dessins.

La demande doit être limitée à un seul objet principal avec les objets de détail qui le constituent et les applications qui auront été indiquées. — Toutes les pièces seront signées du demandeur ou de son mandataire.

Taxes et mode de paiement des taxes. — La taxe se paie par annuités de 100 francs, au plus tard le jour anniversaire du dépôt.

Pour le dépôt d'une demande de certificat d'addition, la taxe est de 20 francs une fois payés.

Si quelque manque de formalité fait rejeter la demande, la moitié de la somme versée reste acquise au trésor, à moins que la demande ne soit reproduite dans le délai de trois mois, à partir de la date du refus. Si l'objet de la demande n'est pas brevetable, dans le cas d'un produit pharmaceutique par exemple, et que le brevet soit refusé, la totalité de la taxe est recouvrée par l'impétrant. Celui-ci peut retirer

sa demande tant que l'arrêté du ministre n'a pas été délivré. Dans ce cas, il peut obtenir la restitution de la taxe de dépôt ou première annuité versée.

Qui peut demander un brevet. — L'inventeur seul, français ou étranger, peut demander des brevets d'invention même s'il est frappé d'incapacité (*mineur, femme mariée, etc.*); les héritiers d'un inventeur peuvent demander un brevet pour une invention faite par le défunt.

Ce qui est légalement brevetable. — Des brevets valables peuvent être obtenus pour : l'invention d'un nouveau produit industriel, tel qu'un nouveau composé chimique, un rail spécial, un système nouveau de chaussures; — l'invention de nouveaux moyens pour l'obtention d'un résultat ou d'un produit industriel; par exemple : un nouveau procédé de fabrication d'une matière colorante, un procédé de tannage rapide, un système de concentration économique des jus sucrés; — l'application nouvelle de moyens connus pour l'obtention d'un résultat ou d'un produit industriel, comme par exemple : l'application nouvelle de l'électricité au tannage, l'application nouvelle de la vapeur surchauffée à la préparation du noir animal.

Le dépôt, au Conseil des prudhommes, d'un produit industriel offrant les caractères d'une invention est inefficace pour garantir un privilège exclusif à son inventeur.

Cette propriété ne peut être garantie que par un brevet.

Remarque. — L'emploi nouveau n'est pas brevetable; par exemple, il n'y a pas application nouvelle à employer la fonte au lieu du fer ou du zinc pour la fabrication d'objets qui appartiennent au domaine public.

Ne sont pas brevetables, les compositions pharmaceutiques ou remèdes de toute espèce, non plus que les plans ou combinaisons de crédit ou de finance et les principes scientifiques en dehors de leurs applications pratiques.

Il n'y a pas d'examen préalable au point de vue de la nouveauté de l'invention.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — Le pouvoir remis au mandataire est une simple procuration sur papier libre, en langue française.

Causes de nullité ou de déchéance. — Le brevet est nul et de nul effet :

1° Si l'invention n'est pas nouvelle, sauf le cas prévu par l'article 4 de la convention internationale du 20 mars 1883;

2° Si le brevet a été accordé pour des compositions pharmaceutiques, remèdes, plans ou combinaisons de crédit ou de finances;

3° Si le brevet porte sur des principes, méthodes, systèmes, découvertes et conceptions théoriques ou purement scientifiques dont on n'a pas indiqué les applications industrielles;

4° Si la découverte est contraire à l'ordre ou à la sûreté publique, aux bonnes mœurs, ou aux lois du pays;

5° Si le titre indique frauduleusement un objet autre que le véritable objet de l'invention;

6° Si la description n'est pas suffisante pour l'exécution de l'invention et si elle n'indique pas loyalement les véritables moyens de l'inventeur;

7° Si le brevet est pris autrement que sous pli cacheté et sans que mention spéciale en soit faite, pour des perfectionnements à une invention brevetée depuis moins d'une année.

Le brevet est déchu :

1° Si les annuités ne sont pas payées à l'échéance;

2° Si l'exploitation n'est pas faite, en France, dans les délais voulus, ou se trouve suspendue deux années de suite, à moins de justification;

3° Si le breveté introduit en France des objets similaires, fabriqués à l'étranger dans des pays ne faisant pas partie de l'Union Internationale (*voir cet article*), sans autorisation spéciale du Ministre.

La nullité ou la déchéance du brevet principal entraîne celle des certificats d'addition, quelle que soit la nouveauté de ces additions. Il est donc sage, dans certains cas, de s'assurer le privilège des perfectionnements importants par un brevet distinct plutôt que par une addition au brevet principal.

L'invention ne peut être réputée nouvelle si, antérieurement à la demande, elle a reçu une publicité suffisante pour permettre de l'exécuter, quels que soient, d'ailleurs, l'étendue, le lieu, le mode de cette publicité, et l'époque à laquelle ces faits de publicité sont retrouvés. Il suffit donc, par exemple, que la description, la mise en vente, l'exposition d'un objet breveté, aient pu permettre de l'exécuter antérieurement au dépôt de la demande, pour que le brevet soit annulé. Spécialement, le fait que la description et les dessins concernant l'invention brevetée antérieurement à l'étranger, ont été publiés dans un document officiel public ou, seulement, soumis à l'examen public, crée une antériorité opposable au brevet français. Il est fait exception à cette règle dans le cas prévu par l'article 4 de la Convention internationale du 20 mars 1883, c'est-à-dire pour les inventions brevetées à l'étranger depuis moins de six mois, par des sujets ou citoyens des États contractants, ou par les assimilés aux sujets ou citoyens desdits États. (*Voir l'article Convention Internationale.*)

La loi de 1868 offre à l'inventeur qui a l'intention de prendre un brevet, le moyen de se prémunir, provisoirement, contre les effets de la publicité créée par l'exhibition de son invention dans une exposition industrielle.

Art. 1er. — Tout Français ou étranger, auteur d'une découverte ou d'une invention susceptible d'être brevetée aux termes de la loi de

1844, ou ses ayants droit, peuvent, s'ils sont admis dans une exposition publique, autorisée par l'Administration, se faire délivrer par le préfet ou le sous-préfet dans le département ou l'arrondissement duquel cette exposition est ouverte, un certificat descriptif de l'objet déposé.

Art. 2. — Ce certificat assure à celui qui l'obtient, les mêmes droits que lui conférerait un brevet d'invention, à dater du jour de l'admission jusqu'à la fin du troisième mois qui suivra la clôture de l'exposition, sans préjudice du brevet que l'exposant peut prendre avant l'expiration de ce terme.

Art. 3. — La demande de ce certificat doit être faite dans le premier mois, au plus tard, de l'ouverture de l'exposition. Elle est adressée à la préfecture ou à la sous-préfecture et accompagnée d'une description exacte de l'objet à garantir, et, s'il y a lieu, d'un plan et d'un dessin dudit objet.

La délivrance du certificat est gratuite.

La Cour de Cassation a jugé que l'extinction du brevet pris à l'étranger antérieurement au brevet français, fait périr celui-ci par quelque cause qu'elle arrive.

L'action en nullité ou en déchéance peut être intentée par toute personne y ayant intérêt. Les tribunaux jugent souverainement si le demandeur est ou n'est pas intéressé. Ces actions, ainsi que toutes contestations relatives à la propriété des brevets, sont portées devant les tribunaux civils de 1re instance. L'affaire est instruite et jugée dans la forme prescrite pour les matières sommaires par les art. 405 et suivants du Code de procédure civile. Elle est communiquée au ministère public.

Les tribunaux correctionnels sont incompétents pour prononcer la nullité ou la déchéance d'un brevet, mais ils peuvent l'apprécier en cas de poursuites pour contrefaçon. Les tribunaux de commerce sont incompétents pour connaître des questions de nullité ou de déchéance de brevets.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — Le brevet doit être exploité, en France, dans les deux ans de la date de signature du titre par le Ministre; on n'exige pas une constatation officielle.

L'introduction par le breveté d'objets fabriqués à l'étranger, dans les pays n'ayant pas adhéré à la Convention Internationale, entraîne la déchéance du privilège.

Les étrangers brevetés antérieurement au titre français, peuvent obtenir, sur demande au ministre du commerce et de l'industrie, l'introduction d'une ou de plusieurs machines ou objets de leur invention.

L'exploitation n'est évidemment pas obligatoire, lorsqu'il s'agit d'un brevet pris pour un perfectionnement à une invention déjà brevetée.

Prolongation de durée. — Les prolongations de durée, accordées deux fois seulement depuis 1844, ne peuvent être autorisées que par une loi votée par le Corps législatif.

Cessions et licences. Saisie d'un brevet. — La cession est totale ou partielle; elle est totale, lorsque l'inventeur ne garde rien de son privilège; elle est partielle, dans le cas contraire, par exemple lorsque l'exploitation du brevet est limitée à une industrie particulière pour un temps ou pour un périmètre déterminés.

Les formalités indispensables pour opérer une cession totale ou partielle sont : 1° un acte de cession passé par devant notaire; 2° paiement intégral des annuités restant à courir, sauf le cas où la cession est faite à un co-titulaire du brevet; 3° enregistrement de la cession au secrétariat de la préfecture du département dans lequel l'acte a été passé. En outre de l'enregistrement au secrétariat de la préfecture, l'acte de cession est soumis à l'enregistrement fiscal. — Pour éviter toute difficulté ultérieure, le breveté fera bien de déclarer, dans l'acte, qu'il cède sans garantie, mais il est bien évident qu'il n'en reste pas moins garant de ses faits personnels qui auraient pu, antérieurement à la cession, être une cause de nullité ou de déchéance du brevet. Le cessionnaire peut faire des additions au brevet dont il est devenu possesseur. Si le breveté a fait une concession totale de son brevet, il n'a plus qualité pour obtenir un certificat d'addition.

La licence est une simple autorisation d'exploiter le brevet; elle peut être accordée par l'inventeur à autant de personnes qu'il le juge convenable. La licence n'est pas soumise aux formalités de la cession; elle peut être accordée par correspondance, par acte sous seing privé et même verbalement.

Cependant, il est bon de faire enregistrer la licence au secrétariat de la préfecture. Il est prudent aussi, pour éviter toute difficulté ultérieure, de décider, par l'acte de licence, qui du breveté ou du licencié doit acquitter les annuités du brevet.

La licence, à l'inverse de la cession, ne donne aucun droit de poursuite contre les contrefacteurs. Ceux-ci ne peuvent être poursuivis que par le breveté ou par le cessionnaire du brevet sur la demande du licencié.

Un brevet peut être saisi et vendu judiciairement par les soins des créanciers.

Contrefaçon. — Toute atteinte portée aux droits du breveté, soit par la fabrication de produits, soit par l'emploi de moyens faisant l'objet de son brevet, constitue le délit de contrefaçon.

Celui qui fabrique l'objet ou le produit breveté, même pour son usage personnel, est contrefacteur. Il en est de même de celui qui répare, pour son propre usage, un objet breveté, si la réparation équivaut à une réfection de toutes pièces. L'usage *commercial* d'un objet contrefait constitue également un délit de contrefaçon. L'usage *commercial ou industriel* est celui qui a pour but la vente de l'objet ou de ses produits. L'usage *personnel* de l'objet contrefait, ne constitue pas un délit de contrefaçon, sauf le cas où le consommateur

achèterait sciemment un objet contrefait et, dans ce cas, il est punissable au même titre que le contrefacteur.

Ceux qui auront sciemment recélé, vendu ou exposé en vente, ou introduit sur le territoire français un ou plusieurs objets contrefaits, seront punis des mêmes peines que les contrefacteurs.

Le refus, par le débitant, de faire connaître l'origine des produits argués de contrefaçon, constitue, dans la plupart des cas, une présomption de mauvaise foi.

Un emprisonnement de un à six mois pourra être prononcé, si le contrefacteur est un ouvrier ou un employé ayant travaillé dans les ateliers ou dans l'établissement du breveté, ou si le contrefacteur, s'étant associé avec un ouvrier ou un employé du breveté, a eu connaissance par ce dernier, des procédés décrits au brevet.

Tout propriétaire de brevet peut, en vertu d'une ordonnance du tribunal de première instance, faire procéder par tous huissiers à la désignation et description détaillées, avec ou sans saisie, des objets prétendus contrefaits. L'ordonnance est rendue sur simple requête au président du tribunal et sur la représentation du brevet, elle contiendra, s'il y a lieu, la nomination d'un expert, pour aider l'huissier dans la description. Lorsqu'il y aura lieu à la saisie, ladite ordonnance pourra imposer au requérant un cautionnement qu'il sera tenu de consigner avant d'y faire procéder. Aussi est-il préférable de procéder, le plus souvent, par voie de saisie description des objets contrefaits ou des appareils de fabrication, auquel cas, le requérant n'est pas tenu de fournir un cautionnement.

A défaut par le requérant de s'être pourvu, soit par la voie civile, soit par la voie correctionnelle, dans le délai de huitaine, outre un jour par 3 myriamètres de distance entre le lieu où se trouvent les objets saisis ou décrits et le domicile du contrefacteur, recéleur, introducteur ou débitant, la saisie ou description sera nulle de plein droit sans préjudice des dommages-intérêts qui pourront être réclamés s'il y a lieu.

Publicité et publications. — Les descriptions et dessins sont communiqués au public, au bureau du ministère du commerce et de l'industrie, aussitôt la délivrance des brevets accordés, et ils doivent être publiés, soit textuellement, soit par extraits, après le paiement de la seconde annuité.

Il paraît, en outre, un catalogue donnant le numéro d'ordre, le titre et la date de la demande, avec le nom et l'adresse de l'inventeur ou de son mandataire. Les copies certifiées officiellement des dessins et descriptions sont obtenues en payant une taxe de 25 francs pour les brevets et de 20 francs pour les additions.

Lorsque des dessins sont annexés aux spécifications, ces dessins doivent être copiés par le demandeur ou son mandataire; l'administration ne délivre pas, dans ce cas, copie du texte seul.

BELGIQUE

Loi de 1854.

Date, durée et nature des brevets. — Le brevet date du jour du dépôt de la demande. — La durée du brevet d'invention est de 20 ans, pour les inventions qui ne font pas l'objet d'un brevet pris antérieurement à l'étranger. Dans ce dernier cas, le brevet d'importation subsiste, en Belgique, aussi longtemps que le brevet étranger correspondant auquel il reste le plus long espace de temps à courir, sans que cette durée puisse jamais être supérieure à 20 ans. On peut prendre des *brevets de perfectionnement* qui prennent fin avec le brevet principal et qui correspondent aux certificats d'addition. Des brevets pour des perfectionnements peuvent être demandés par des tiers.

Pièces à fournir, leur nombre et leur nature. — 1° Une requête au ministère de l'intérieur, sur papier timbré de 0 fr. 50.

Quand l'invention aura été brevetée antérieurement à l'étranger, la requête fera connaître la date et la durée des brevets antérieurs.

2° Un récépissé constatant le versement de la première annuité;

3° Une description, en double expédition, contenant, soit au commencement, soit à la fin, un court résumé indiquant, sans le secours des dessins en quoi consiste principalement l'invention.

4° Les dessins nécessaires, en double expédition, et sur toile calque, à l'échelle métrique.

Le format de la description et des dessins, ainsi que les prescriptions de détail, relatives à l'exécution de ces pièces, sont fixés par des règlements sujets à varier. Toutes les pièces devront être signées et datées par le demandeur ou par son mandataire.

5° Un bordereau des pièces déposées.

La description peut être rédigée en français, en allemand ou en flamand si l'inventeur est domicilié en Belgique; dans le cas contraire, elle doit être faite en français.

Taxes et modes de paiement des taxes. — La taxe est de 10 fr., pour la première annuité, de 20 fr. pour la seconde, 30 fr. pour la troisième et ainsi de suite en augmentant de 10 francs pour chaque année, jusqu'à 200 fr. pour la vingtième. Les taxes doivent être payées, annuellement, dans le mois qui suit la date du dépôt; on peut même éviter la déchéance en payant la taxe augmentée de 10 francs d'amende, dans les cinq mois qui suivent le premier mois de délai.

Les *brevets de perfectionnement* se rattachant à un brevet principal ne sont pas sujets à paiement d'annuités, lorsqu'ils sont demandés par le titulaire du brevet principal.

Ce qui est légalement brevetable. — L'inventeur seul, national ou étranger ou ses ayants droit, peuvent obtenir valablement un brevet

d'invention ou de perfectionnement, pour toute découverte ou perfectionnement susceptible d'être exploité comme objet d'industrie ou de commerce. Il n'y a pas d'examen préalable.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — Le pouvoir remis au mandataire est une simple procuration sur papier libre.

Causes de nullité ou de déchéance. — Le brevet est ou devient nul : 1° Si la taxe d'annuité n'est pas payée dans le mois de l'échéance ou dans les six mois qui suivent cette échéance avec une amende de 10 francs; 2° si l'objet breveté a été employé, mis en œuvre ou exploité par un tiers dans le royaume, dans un but commercial, avant le jour du dépôt de la demande; 3° si dans la description, l'inventeur a omis, avec intention, de faire mention d'une partie de son invention, ou s'il l'a indiquée d'une manière inexacte; 4° si l'exploitation n'a pas eu lieu dans l'année, à dater de la mise en exploitation à l'étranger; 5° si l'exploitation a été suspendue un an, à moins que le breveté ne justifie des causes de son inaction; 6° si l'objet pour lequel le brevet est accordé a été antérieurement breveté en Belgique ou à l'étranger par un tiers; 7° lorsque la spécification complète et les dessins exacts de l'objet ont été produits, antérieurement à la date du dépôt de la demande, dans un ouvrage ou recueil imprimé et publié, à moins que, pour ce qui concerne les inventions antérieurement brevetées à l'étranger, cette publication ne soit exclusivement le fait d'une prescription légale.

L'annulation est toujours proclamée par arrêté royal et publiée officiellement.

Si un brevet étranger, pris par l'inventeur, antérieurement au brevet belge, vient à encourir une déchéance, pour faute de paiement des annuités, par exemple, cette déchéance n'entraîne pas celle du brevet belge. Si le premier est déclaré nul à l'étranger, le sort du brevet belge dépend des motifs qui ont fait prononcer la nullité et des circonstances de la cause. Les tribunaux belges en décideront.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — Il faut exploiter dans l'année qui suit la mise en exploitation à l'étranger. Le gouvernement peut accorder, par arrêté motivé, une prorogation d'une année seulement pour cette mise en exploitation. L'inventeur a le droit d'introduire des machines et produits fabriqués à l'étranger, mais cette introduction ne peut constituer une mise en exploitation.

Prolongation de durée. — Aucun brevet ne peut être prolongé au delà de la durée primitivement accordée, à moins d'une loi spéciale.

Cessions et licences. — Il est bon que toute notification de cession totale ou partielle, accompagnée d'un extrait authentique de l'acte de cession, soit faite au ministère de l'intérieur et enregistrée, si la cession est totale. Pour éviter toute difficulté, l'acte de cession totale ou partielle devra décider à qui incombe le paiement des taxes à courir, la loi étant muette à cet égard; elle ne dit pas non

plus, comme la loi française, que le cessionnaire profitera des brevets de perfectionnements qui pourraient être annexés par l'inventeur au brevet principal, postérieurement à la cession. Le cédant doit garantir à l'acquéreur que l'invention lui appartient et qu'elle n'est entachée d'aucune nullité ni déchéance. Si le cédant a déclaré vendre sans garantie, il n'est tenu que de celle de ses faits personnels dont aucune clause ne le peut libérer.

Le possesseur d'une licence n'a pas qualité pour poursuivre les contrefacteurs, mais c'est au titulaire du brevet qu'incombe l'obligation de poursuivre les contrefacteurs dénoncés par le licencié, sous peine de dommages et intérêts, et d'exploiter l'objet breveté dans l'année qui suit la mise en œuvre de l'invention à l'étranger.

Publicité et publications. — Les brevets peuvent être consultés par le public trois mois après leur délivrance. Une publication officielle donne un abrégé de la description et des dessins des brevets; la même publication signale les cessions de brevets.

ANGLETERRE

Loi de 1883.

Date, durée et nature du brevet. — Le brevet est une patente royale concédée après : 1° le dépôt d'une demande de protection provisoire de neuf mois, accompagnée d'une spécification descriptive provisoire ou définitive; 2° (dans le délai de neuf mois après le dépôt de la demande de protection provisoire), le dépôt de la spécification définitive pour ceux qui n'avaient déposé qu'une spécification provisoire.

La date de la patente est celle du dépôt de la protection provisoire. La durée est de 14 ans; il n'y a pas d'additions possibles.

Quelles sont les pièces à fournir. Leur nombre et leur nature. — 1° Une demande dans la forme prescrite, déposée au Patent-Office et déclarant que l'impétrant est le premier et véritable inventeur; 2° une spécification, en double exemplaire, provisoire ou définitive, faisant connaître la nature de l'invention; dans le cas d'une spécification définitive, elle doit finir par une indication précise de l'invention réclamée. — Les dessins, en double exemplaire, dans la forme et les dimensions fixées par un règlement minutieux, peuvent n'être remis qu'avec la spécification définitive.

Taxes et mode de paiement des taxes. — En déposant la spécification provisoire de neuf mois, 25 francs. En déposant la spécification définitive 75 francs; — avant l'expiration des 4e, 5e, 6e, 7e années, 250 francs chaque; — avant l'expiration des 8e et 9e années, 375 francs; — 10e annuité et suivantes, 500 francs. — Le contrôleur peut accorder un délai pour le paiement des taxes.

Ce qui est légalement brevetable. — L'inventeur ou ses ayants droit,

nationaux ou étrangers, peuvent faire breveter toute invention n'ayant pas reçu de publicité dans le pays.

Pas d'examen préalable de la nouveauté, mais examen au point de vue de l'objet de la demande et de la rédaction, par le commissaire des patentes qui peut refuser d'accorder la protection provisoire, si elle comporte plusieurs objets, si la rédaction est informe ou si l'invention est relative à des principes scientifiques ou financiers; il peut exiger que la description reste secrète et ne soit pas publiée, si elle concerne des armes ou des munitions de guerre. Toute personne peut, à tout moment, pendant les deux mois qui suivent la date de l'avis d'acceptation d'une spécification définitive, former opposition à l'office des patentes contre la délivrance du brevet.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — Il n'est pas besoin de pouvoir légalisé.

Causes de nullité ou de déchéance. — Les patentes ou brevets sont annulés :

Si les taxes ne sont pas versées en temps utile; si la publicité donnée à l'invention en Angleterre avant la demande du brevet était suffisante pour que l'invention pût être exécutée; si le demandeur a réclamé à tort une patente, pour une chose déjà connue ou impossible à réaliser.

L'exhibition d'une invention dans une exposition industrielle ou internationale et les faits de publicité pouvant en résulter ne peuvent pas porter préjudice aux droits du breveté, à la condition que la demande du brevet soit déposée, dans les six mois, à partir de la date de l'ouverture de l'exposition et que l'inventeur, avant d'exposer, ait notifié au contrôleur du Patent-Office son intention de se faire breveter.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — On peut rester sans exploiter pendant toute la durée du privilège. Le breveté peut fabriquer à l'étranger et introduire ses machines et produits en Angleterre sans nuire à son privilège.

Prolongation de durée. — La loi permet, mais il est difficilement accordé des prolongations qui ne sont concédées qu'à des inventeurs n'ayant pas retiré de leur privilège des avantages en rapport avec l'importance de leur découverte.

Cessions et licences. — Les cessions et licences sont inscrites sur un registre.

Publicité et publications. — Les brevets qui ont fait l'objet d'une spécification définitive sont tous publiés *in extenso*, avec figures, par les soins du Patent-Office. Il publie également le paiement des taxes et l'indication des brevets annulés pour cause de non-paiement.

ALLEMAGNE

Loi de 1877.

Date, durée et nature du ou des brevets. — Les conséquences légales du brevet commencent provisoirement le jour du dépôt de la demande. Il n'est accordé qu'après un examen technique constatant la nouveauté de l'invention et un certain délai pendant lequel les intéressés peuvent former opposition. On accorde des brevets d'addition qui expirent avec le brevet principal. Les brevets sont valables dans toute l'étendue des États qui composent l'empire d'Allemagne.

Quelles sont les pièces à fournir. — 1° Une pétition à l'office des brevets désignant d'une façon complète l'objet du privilège réclamé; 2° une description en double et des dessins en double exemplaire, dans les formes et dimensions réglementaires. Toutes les pièces doivent être en allemand. On peut joindre à volonté un modèle ou un échantillon. Si, après examen, l'office accorde le brevet, son titre est publié et pendant huit semaines toute personne intéressée peut consulter les pièces et mettre opposition partielle ou totale à l'accord du privilège. S'il n'y a pas d'opposition ou si elles sont levées, le brevet est accordé définitivement.

Taxes et mode de paiement des taxes. — Frais de vérification, 20 marks et d'enregistrement 30 marks, soit en tout : 1re année 50 marks; 2e année 50 marks; 3e année 100 marks; 4e année 150 marks et ainsi de suite en augmentant de 50 marks chaque année.

Les annuités peuvent être payées encore pendant les trois mois qui suivent leur échéance, c'est-à-dire la date du dépôt de la demande. La taxe pour la demande d'une addition est de 50 marks une fois payés. La taxe pour un appel formé contre la décision de rejet d'une demande de brevet est de 20 marks ou 25 francs.

Ce qui est légalement brevetable. — L'inventeur seul, national ou étranger, peut obtenir un brevet pour toutes les découvertes nouvelles susceptibles d'exploitation industrielle. Ne sont pas brevetables les aliments, boissons, remèdes ou produits chimiques, à moins que ces inventions ne se rapportent à des procédés spéciaux propres à la fabrication de ces différents produits. Il est fait un examen préalable, par une commission spéciale, dans le but de vérifier si l'objet de l'invention n'a pas reçu déjà une publicité suffisante pour pouvoir être réalisée par des tiers autres que l'inventeur.

Une découverte, invention ou amélioration est nouvelle si elle n'est pas exploitée dans l'empire ni décrite dans un ouvrage imprimé.

On peut faire appel des décisions de la première commission d'examen devant une seconde commission.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — L'inventeur étranger doit se faire représenter par un mandataire domicilié en Allemagne auquel il remet un pouvoir régulier en allemand.

Causes de nullité ou de déchéance. — Les brevets sont annulés : 1° Si le titulaire renonce à son brevet; 2° si les annuités ne sont pas payées, au plus tard, trois mois après leur échéance; 3° si lors de l'accord, les parties essentielles de l'invention ont été empruntées aux descriptions, dessins ou modèles d'un tiers, sans son autorisation.

Les brevets sont déchus :

1° Si, au bout de trois ans, le titulaire n'a pas exploité son invention dans une proportion relativement suffisante, ou s'il a omis de faire tout ce qu'il fallait en vue d'assurer cette exploitation; 2° si le titulaire refuse d'accorder des licences dans le cas où l'intérêt public le demande et contre une compensation ou des garanties suffisantes

Les brevets peuvent être retirés par le gouvernement quand leur objet se rapporte à la guerre ou à la marine, ou lorsque le gouvernement estime que leur exploitation libre est utile au bien-être public; la compensation accordée à l'inventeur est alors déterminée à l'amiable ou par les tribunaux. On peut se pourvoir devant le tribunal supérieur de commerce de l'empire contre les décisions du bureau des brevets, en cas d'annulation ou de retrait.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — Le brevet doit être exploité dans les trois ans à dater de l'accord, c est-à-dire qu'il doit y avoir fabrication de l'objet de l'invention ou exploitation des procédés en Allemagne.

On peut toujours introduire des produits ou des machines fabriquées à l'étranger sans nuire au privilège.

Prolongation de durée. — On ne peut obtenir aucune prolongation de durée au delà des quinze années du privilège.

Cessions et licences. — Les cessions partielles ou totales doivent être faites par conventions spéciales; il y a également transfert à la mort du titulaire ou de l'un d'entre eux.

Au bout de trois années, toute personne présentant des garanties sérieuses, peut exiger et obtenir obligatoirement une licence d'exploitation d'un brevet, lorsque ce dernier n'est pas exploité sur une échelle suffisante.

Publicité et publications. — La communication au public est faite après examen de la demande par la Commission, afin de provoquer les oppositions s'il y a lieu, sauf pour les brevets concernant la guerre ou la marine retirés par le gouvernement.

Cette première publication comporte les noms et adresse des pétitionnaires et de leurs fondés de pouvoir et le titre de leur invention; un journal officiel publie également l'extinction, l'annulation et la déchéance des brevets, ainsi qu'un abrégé des descriptions et des dessins des brevets accordés. De plus ceux-ci sont tous publiés séparément, *in extenso*, avec figures.

AUTRICHE-HONGRIE

Loi de 1852

Date, durée et nature des brevets. — Le brevet date du jour de l'accord par le gouvernement.

La durée des brevets peut varier de 1 à 15 ans. On peut les prolonger jusqu'à cette durée en payant les annuités lorsqu'on remplit les conditions d'exploitation exigées par la loi.

Il n'y a pas de brevets ou certificats d'addition. Les brevets sont secrets ou publics, suivant la demande, en ce qui concerne la description et les dessins.

Quelles sont les pièces à fournir. Leur nombre et leur nature? — 1° Une requête au gouverneur principal indiquant si l'on désire ou non le secret de l'invention ; 2° un récépissé constatant le versement de la taxe payée intégralement pour le nombre d'années de privilèges réclamées : 3° une description en allemand en double exemplaire ; 4° les dessins ou échantillons nécessaires à la compréhension de l'invention en double expédition sur calque toile, de dimensions quelconques.

Taxe et mode de paiement des taxes. — En outre des droits de timbre pour la demande, pour chaque feuille de description ou de dessin, les taxes perçues par le gouvernement sont de : 26 1/4 florins par an, pendant les cinq premières années ; 6° annuité 40 fl. ; 7° annuité 46 fl. ; 8° annuité 52 1/2 fl. ; 9° annuité 60 fl. ; 10° annuité 66 fl. ; 11° annuité 79 fl. ; 12° annuité 92 fl. ; 105, 119, 132 fl., pour les 13°, 14° et 15° annuités.

Ce qui est légalement brevetable dans le pays. — L'inventeur seul, national ou étranger, ou ses ayants droit peuvent obtenir un brevet d'invention.

Est brevetable, sans examen préalable, toute découverte, invention ou amélioration qui a pour objet :

1° Un nouveau produit industriel ;

2° Un nouveau moyen de production ;

3° Un nouveau procédé de fabrication.

Une découverte, invention ou amélioration est nouvelle, si elle n'est pas exploitée dans l'empire d'Autriche, ni décrite dans un ouvrage imprimé. Ne sont pas brevetables les principes scientifiques, les compositions d'aliments, de boissons et de médicaments.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — Le pouvoir remis au mandataire doit être authentique et visé par le consul ou l'ambassadeur d'Autriche.

Causes de nullité ou de déchéance. — Le brevet est ou devient nul : 1° Si la description est incomplète ; 2° s'il est prouvé par un tiers que l'invention n'était pas nouvelle ; 3° si le brevet a été accordé à un importateur qui n'est pas le véritable inventeur ou l'un de ses

ayants droit ; 4° si un tiers breveté prouve qu'il a été privilégié antérieurement pour la même invention ; 5° si l'exploitation du brevet est contraire à la sûreté publique ; 6° si l'exploitation n'a pas été faite dans l'année de la délivrance du brevet, ou si cette exploitation est interrompue pendant deux années consécutives ; 7° si la durée pour laquelle le brevet a été concédé est expirée, sans qu'une prolongation soit demandée.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — Le brevet doit être exploité et l'exploitation constatée officiellement avant l'expiration de la première année qui suit le jour de l'accord du privilège. Le gouvernement est très rigide sur ce point. L'inventeur est libre d'introduire des machines et produits fabriqués à l'étranger.

Prolongation de durée. — Aucun brevet ne peut être prolongé au delà de quinze années, mais on peut toujours, pendant cette période, obtenir prolongation en payant la taxe et faisant la demande avant expiration de la durée primitivement accordée.

Cessions et licences. — Tout acte de cession dûment légalisé et accompagné du titre du brevet doit être présenté au ministre du commerce ; la cession est inscrite sur les registres et indiquée sur le brevet même.

Publicité et publications. — Les descriptions et les dessins des inventeurs sont communiqués au public, à moins que l'inventeur n'ait réclamé le secret.

ÉTATS-UNIS

Date, durée et nature des brevets. — La patente ou brevet date du jour du paiement de la taxe finale qui doit être effectué dans les six mois du jour où l'avis est donné à l'intéressé que sa demande a été acceptée, après un examen préalable qui a permis de constater la nouveauté de l'invention. On peut donc choisir l'époque de ce paiement de telle manière que la patente américaine porte la même date que les brevets étrangers et que sa durée soit, par conséquent, indépendante de ceux-ci. La durée des patentes américaines est de 17 ans, mais lorsque l'invention a été brevetée antérieurement à l'étranger, le privilège expire aux États-Unis en même temps que le brevet étranger dont la fin est la plus rapprochée. Il n'y a pas de certificats d'addition ; les perfectionnements doivent être protégés par de nouveaux brevets.

Quelles sont les pièces à fournir, leur nombre et leur nature.

1° Une requête au commissaire des patentes ;

2° Un affidavit ou serment d'inventeur ;

3° Une description ou spécification en anglais terminée par des claims ou revendications, établissant d'une manière concise l'objet de l'invention et du privilège ;

4° Un exemplaire des dessins sur feuilles de papier Bristol ou Whatmann. Le titre, la signature de l'inventeur, celle des témoins de l'affidavit ont des places précises et déterminées ; les traits, les hachures, les lettres des dessins sont l'objet de recommandations spéciales en vue de la reproduction photo-lithographique.

5° Un titre constatant le versement de la taxe. Le dépôt d'un modèle de l'invention est pratiquement supprimé ; il ne pourrait être exigé que dans le cas où, en raison de sa nature compliquée, l'invention ne pourrait être comprise sans le secours d'un modèle.

Taxes et mode de paiement des taxes. — Aucune demande n'est inscrite avant le paiement de la taxe correspondante. Pour la demande d'un brevet, 15 dollars ; pour l'accord du brevet, 20 dollars ; pour le dépôt d'un *disclaimer*, 10 dollars ; pour une reissue ou reconstitution de brevet ou patente, 30 dollars ; pour un premier appel à la décision concluant au refus, 1 dollar ; pour un deuxième appel au cas où le refus est maintenu, 20 dollars. La taxe d'accord est la dernière, il n'y a pas d'annuités à payer.

Ce qui est brevetable. — L'inventeur seul, national ou étranger, peut obtenir légalement un brevet d'invention, tant que l'objet de la demande n'a pas été mis en usage public ou mis en vente aux Etats-Unis, depuis plus de deux années avant cette demande.

On exige l'affirmation par serment que l'on est bien le réel et le véritable inventeur.

Il existe un examen préalable pour vérifier si l'invention est réellement nouvelle et brevetable et si elle est l'œuvre personnelle de celui qui réclame le brevet. Les examinateurs du Patent-Office recherchent, dans les brevets pris antérieurement aux Etats-Unis ou à l'étranger, dans les ouvrages et publications scientifiques ou industrielles, si aucune antériorité ne s'oppose à la demande de l'inventeur. Si cette demande est rejetée pour défaut de nouveauté, pour un vice de forme, pour défaut d'unité de l'invention ou pour toute autre cause, le pétitionnaire en est prévenu.

Après modification, sa demande est admise à un nouvel examen. En cas d'insuccès, l'inventeur peut appeler de la décision des examinateurs au Conseil des examinateurs en chef, puis au commissaire des brevets lui-même et enfin à la cour suprême du district de Colombie. Des taxes supplémentaires correspondent à chacun de ces appels. En cas de compétition, il y a procès ou enquête devant l'examinateur des oppositions qui juge en première instance. On peut appeler de ce jugement au Conseil des examinateurs, puis au commissaire qui juge en dernier ressort. L'affaire ne peut donc être portée devant la cour suprême.

L'invention peut porter sur un nouvel art utile, sur une machine nouvelle, sur un procédé de fabrication nouveau, sur une nouvelle composition de substance, sur un utile perfectionnement inconnu et non employé par d'autres.

Forme du pouvoir à donner à un mandataire. — Le pouvoir remis au mandataire doit être fait sur papier libre en anglais et légalisé par un ministre, un chargé d'affaires, un consul ou un agent consulaire des États-Unis.

Causes de nullité ou de déchéance. — Malgré l'examen préalable qui a lieu avant qu'une patente soit accordée, cette patente peut être déchue :

1° Lorsqu'elle contient des parties déjà connues et exploitées; en renonçant à ces parties pour un disclaimer, on rend valeur aux points réclamés et qui sont nouveaux;

2° Si la description contient des réticences ou additions destinées évidemment à tromper le public;

3° Si l'invention a été en usage public deux ans avant l'obtention de la patente; si la patente a été réclamée subrepticement aux dépens du véritable inventeur.

Exploitation et introduction des objets brevetés. — Il n'existe aucune exigence d'exploitation aux États-Unis. L'inventeur breveté est libre d'introduire des machines ou produits fabriqués à l'étranger.

Prolongation de durée. — Il n'y a pas de prolongation possible pour les patentes accordées, si ce n'est par acte du Congrès. Cette prolongation ne peut être accordée qu'aux inventeurs qui n'ont pas retiré de leur privilège des avantages en rapport avec l'importance de leurs découvertes. Les frais de procédure sont considérables.

Cessions ou licences. — Les cessions totales ou partielles doivent être enregistrées au Patent-Office dans les 3 mois de leur signature, l'acte doit être sous seing privé en la forme légale.

Publication et publicité. — La *Gazette officielle* du Patent-Office, qui paraît toutes les semaines, publie les titres, les parties principales des dessins réduits à faible échelle et les *claims* ou revendications qui terminent la description en même temps que le nom du breveté. Une autre publication contient les spécifications complètes et les dessins de tout les brevets délivrés pendant le mois précédent.

INDEX ALPHABÉTIQUE

Abréviations : T. = Tableau ; Pl. = Planche.

A

Accélération 148,151
Accélérations absolue et relative 159
Accouplement (*manchons d'*)..... 403
Accouplement mobile.... 404
Accumulateurs Armstrong pour hauts-fourneaux.. 930
Acier Bessemer..... 927
» de cémentation..... 937
» fondu au creuset .. 936
» fondu en plaques (*poids*)..... T. 1071
» Thomas..... 932
Admission (*rapports d'*).. T. 519
Aérodynamique..... 213
Aérolaire (*vitesse*)..... 154,169
Aérostatique..... 210
Affîneurs..... 850
Affûter (*machines à*)..... 754
Aiguilles..... 665
Aiguiser (*machines à*).... 816
Air (*écoulement de l'*).... 214
Aires asphaltées..... 1039
Aire d'une grange..... 1040
» murée pour grillage des minerais..... 900
Aires de planchers..... 1038
» des profils en travers 624
Aires et masses (*obtention des*)..... 624
Aires de repous..... 1039
» » au mortier de chaux.. 1039
» » à la terre franche... 1040
Aire de séchage pour malt 855
» d'une surface de révolution.. 115
Ajutages coniques..... 200
» cylindriques..... 200
» pour écoulements 182,184,200
Albâtre..... 959
Alcool (*réduction des poids spécifiques en 0/0 de volumes de Tralles*)..... T. 1124
Alcools et sucres..... T. 1121
Alembert (*principe d'*).... 169
Aléser (*machines à*)..... 749,751
Algèbre..... 49
Alimentation d'une chaudière..... 512,531
Alimentation des machines à vapeur..... 531
Allan (*sa distribution*)... 538
Alliages..... T. 1119,1120
» pour coussinets..... 391
Allongements théoriques. 248
Amarrage (*chaînes d'*).... 355
» (*massif d'*)..... 357
Analogies de Néper..... 48
Analyse élémentaire..... 33
Ancrage des façades..... 1037
Angle de contingence.... 80
» de frottement..... 145
» de torsion..... 310
Anhydrite..... 959
Anille pour meule à moudre..... 786
Anneau (*moment d'inertie*) 166
» circulaire (*centre de gravité*)..... 129
Annuités..... 39
Antifriction (*courbe d'*)... 101

Appareils à air chaud pour hauts fourneaux..... 910
Appareils d'alimentation. 710
» arracheurs de la laine 825
» capteurs..... 700
» de choc..... 717
» cinglards ou cingleurs..... 942
» Cowper..... 911
» à cuire le jus de betteraves..... 868
» à décatir le drap .. 843
» à dégorger à 4 pilons 811
» pour distillation.... 860
» distillatoire Pistorius 863
» d'évaporation de Robert ou Tischbein.. 868
» extincteurs..... 700
» de forage pour bois servant à la fabrication du papier..... 852
» de nettoyage magnétiques..... 784
» nettoyeur des peignes 825
» nourricier pour filage de la laine..... 824
» pour prendre les gaz des hauts fourneaux. 912
» de traction 717
» et bateaux à vapeur (*contraventions aux règlements*)..... 1125
» à vapeur (*contraventions relatives à leur vente*)..... 1125
» à vapeur établis ailleurs que sur les bateaux (*contraventions relatives*)..... 1125,1129
Apprêter (*machines à*)... 847
Apprêts..... 812
Appui d'aiguilles..... 665
» des fermes en fer... 1020
Arbre..... 401 T. 402
Archimède (*sa spirale*)... 97
Architecture navale..... 549
Arc de cercle (*centre de gravité*)..... 128
Arcs..... T. 30
Arcs (*ponts en*)..... 359
» surbaissés ou en anse de panier (*leur construction*)..... 1000
Ardoise argileuse..... 957
» commune..... 957
» tégulaire..... 957
Ardoises rectangulaires.. 1026
» non travaillées..... 1026
Argile grasse..... 957
Argiles réfractaires..... 891
Armatures à clefs pendantes pour combles en bois..... 1010
Armatures simples pour combles en bois. 1010
» pour planchers à grandes portées.... 1037
Armstrong (*accumulateurs*) 930
Arracheur de la laine.... 825
Ascenseurs pour grains.. 799
Asphalte..... 1008
» (*couvertures en*)..... 1031
Aspirateur..... 781
Aspirateurs du gaz..... 878
Asple de Sedan..... 839
Assèchement de la voie.. 631
Assemblages (*bois d'*)..... 967
Assemblages à contrefiches pour combles en bois..... 1011
Assemblages à contrefiches pour planchers à grandes portées..... 1036
Assemblages ou points de jonction pour combles en fer (*leur construction*) 1019
Astasie..... 471,481
Asymptotes..... 79
Ateliers de chemins de fer (*leur personnel*)..... 735
Ateliers de chemins de fer (*leur installation*)..... 736
Ateliers isolés..... 1064
» de réparation..... 736
Atmosphère (*sa pression en mesures françaises, prussiennes et anglaises*) T. 1108
Attelages..... 711
Aubes (*roues à*)..... 490
Aube de turbine..... 500
Augets (*roues à*)..... 492
Aune commun..... 966
Avance linéaire à l'introduction..... 533
Axe..... 400
» central..... 121

Axes des coordonnées... 73
Axe d'inertie..... 164
» libre..... 167
» neutre..... 266
Axes ou essieux de locomotives..... 709
Axonométrie..... 116
Azurage de la pâte à papier 850

B

Bacs de cristallisation du sucre..... 869
Bac refroidissoir ou rafraîchissoir pour fermentation de la bière..... 859
Bac refroidissoir des moûts 861
Bain d'acide sulfurique pour blanchiment des toiles..... 811
Balancier..... 443
» (*moment d'inertie*).. 167
Ballast..... 664
Ballastage..... 991
Bancs à broches..... 817 T. 817
Bandages pour roues de wagons et de locomotives..... Pl. 719
Bandell (*ses presses hydrauliques doubles*).... 804
Barillet..... 875
Barlottières en fer..... 1040
Barrages..... 185
Barreaux de grille..... 698
Bâtardeaux..... 989
» en forme de caisse.. 989
» simples..... 989
Bateaux à vapeur et appareils à vapeur placés sur ces bateaux (*contraventions aux règlements*) 1125
Bateaux (*machines de*)... 585
» (*résistance à leur marche*)..... 585
Bâtiments de cuisson de la bière..... 858
» de fabriques..... 1064
» (*leurs fondations*)... 987
» de gares..... 688
» (*leur intérieur*)..... 1034
Bâtiments à vapeur (*leurs dimensions*)..... 554
Bâtiments à vapeur (*mesures de la vitesse*) 603
» (*parcours de garantie*) 603
» (*poids*)..... 550
» (*puissance en chevaux indiquée*)..... 585
Bâtiments à voiles (*dimensions*)..... 552
» (*poids*)..... 550
Battage des pieux..... 173,993
Battants de fenêtre..... 1040
Batte ou battoir pour blanchiment des toiles..... 811
Batteuses..... 813
Bazin (*coefficient de*)..... T. 202
» (*formule de*)..... 201
Beaumé (*ses degrés*)..... T. 1122
Becs de gaz..... 887
» (*comparaison*)..... 889
Belleville (*rondelles*)..... T. 323
Belly ou machine à filer en gros ou en doux. 808
Bergeries..... 1059
Bessemer (*acier*)..... 927
» (*soufflerie*)..... 214,929
Béton..... 961
» (*fondations en*)..... 991
» moutonné..... 991
Betterave..... 865
Bielles motrices..... 441 T. 442
Bière (*sa fabrication*).... 854
Binôme de Newton..... 33
Blanchiment du coton... 821
» de la laine pour sa teinture..... 845
» de la demi-pâte pour papier..... 849
» des toiles..... 811
Blé (*moulins à*)..... 779
» (*mouture du*)..... 785
» (*nettoyage du*)..... 780
Blutage de la boulange.. 793
Blutoir à mouvement alternatif..... 853
Bobillier (*son théorème*).. 108
Bois..... 964
» d'assemblage..... 967
» de brin..... T. 968-972
» de commerce..... T. 967
» (*leur conservation*).. 965
» de construction bruts 966
» » » (*poids*). T. 1068-70

Bois (*machines pour le raboter*)..... 754
» (*machines pour le travailler*)..... 752
» (*pavages en*)..... 1039
» de pinastre ou de pin 966
» (*retrait ou contraction*)..... T. 964
» travaillés..... 967
Boitard supérieur d'une meule à moudre..... 786
Boîte à feu et enveloppe. 695
» à feu extérieur. ... 696
» à fumée de locomotive..... 699
Boîtes lubrifiantes..... 714
Bordage (*volume*)..... T. 552
Boulange (blutage de la). 793
Boulons (*détermination de leur poids*)..... 1082
» et tête de boulons (*poids*)..... T. 1082
Bouton de manivelle.... 439
Bouveter (*machines à*)... 755
Bras (*roues dentées*)..... 432
Brasque ou bouchage.... 892
brassage..... 857
Brevets (*lois sur les*)..... 1140
Brin (*bois de*)..... T. 968-972
Briques et tuiles (*poids*).. T. 1067
» creuses ou tubulaires 963
» crues..... 961
» » ou séchées à l'air. 961
» cuites..... 962
» cylindriques..... 963
» de Dina..... 891
» hollandaises..... 963
» ordinaires..... 962
» (*pavage en*)..... 1039
» poreuses..... 963
» réfractaires..... 963
» (*résistance des*)..... T. 964
» (*terre à*)..... 957
Briseurs..... 809
briseuse..... 834
Brocards pour broyage des minerais..... 901
Broie mécanique..... 806
Brosser (*machines*)..... 784,843
Broyage du malt..... 857
» des minerais..... 900
Broyeurs à meules à huile verticales..... 801
Broyeurs de pierres..... T. 901
» a pommes de terre.. 861
Buses ou porte-vent pour fabrication de la fonte brute.. 908
Buse (*régulateur*) 47

C

Cabinets d'aisance (*leur installation*)..... 1049
Câbles en chanvre..... 451
» d'extraction..... 453,454
» métalliques..... 416,452
» de suspension.... 352
» de transmission.. 415,417
Câdres de croisées. 1040
Caisses de Schützenbach. 869
Caissons de fondations.. 992
Calandre..... 847
Calandres à choc ou à pilon..... 812
» pour donner l'apprêt 812
Calcaires compactes..... 968
Calcul des câbles 417
» différentiel..... 54
» de l'épaisseur des voûtes à nappe ou à calotte..... 1001
Calculs pour la construction des machines à vapeur..... 526
» des masses..... T. 628
» des ponts et combles 325
» des roues..... 426
Calorie..... 228
Calorifères à air..... 1043
Calotte..... 113
Camos..... 436
Canaux..... 201
Capteurs (*appareils*)..... 700
Carbonisation..... 896
» de la houille..... 897
Cardage et filage en gros de la laine..... 834
Cardes..... T. 836
» en fin..... 809
» finisseuses..... 834
» en gros..... 809,834
» à loquettes..... 834
» repasseuses..... 834
Cariolis (*son théorème*)... 161

Carreaux pour pavage... 963
Carrelage de planchers... 1038
Carrés..... T. 1
» (*méthode des moindres*)..... 59
Carton-pierre..... 1032
Case de grillage des minerais..... 900
Cémentation (*acier de*)... 937
Cendrier de locomotives. 698
Centigrades..... 223
Centre de courbure..... 80
» des forces parallèles 123
» de gravité..... 126
» » » des corps.... 131
» » » des navires... 556
» » » des surfaces.. 128
Centre instantané de rotation..... 108
Cercle..... 85
Cercles..... T. 1
Cercle (*équation du*)..... 85
» d'inflexion..... 110
» (*moment d'inertie*).. 165
» osculateur..... 80
Chabotte (*poids*)..... 946
» (*pression sur son support*)..... 946
Chaînes..... 455 T. 456
» d'amarrage..... 355
Chaîne-galle..... 457
Chaînes de suspension... 352
Chaînette.....99 T. 353
Chaises de transport des grains..... 799
Chaleur..... 223
» (*émission de*)..... 230
» (*équivalent mécanique de la*)..... 235
» latente..... 230
» spécifique...228, 293. T. 229
» de vaporisation..... 238
Chambres pour conserver le malt..... 856
» de distillation..... 863
» des employés des contributions (*sucrerie*)..... 866
» à houblon..... 859
» à levain pour pommes de terre..... 862
» de mouillage pour malt..... 855
Chambres de séchage pour teinturerie..... 844
Changement adiabatique. 238
» brusque de vitesse.. 196
» isothermique..... 238
Changements de voies 665,668,670
Chantignolles..... 963
Chanvre (*cordes en*)..... 451
Chappe frères (*leurs expériences*)..... 731
Charbons pour gaz d'éclairage (*leurs rendements*) 871 T. 872
Charbons pour gaz (*rendement en coke*)..... T. 873
Charbons pour gaz (*rendement en goudron*)... 874
Charges admissibles..... 256
» » de compression. 263
Charges excentrées sur poutres..... 275
» de navires de différents pays (*leur comparaison*)..... T. 1107
Charge permanente des ponts..... 1086
Charges des ponts... 1086 T. 338
» d'une poutre..... 288
» de rupture..... T. 254
» des toits..... 1109 T. 1085
» uniformément réparties..... 274
Chariots transporteurs (*leur construction*) 681
» transporteurs à fosse 682
» » sans fosse..... 682
Chasse-pierres..... 711
Châssis de locomotives.. 708
» porte-scies horizontaux..... 753
» pour séchage du drap 842
» à verre ou à carreaux 1040
Chaudières..... 504,512,600
» à vapeur autres que celles placées à bord des bateaux (*décret relatif*)..... 1129,1137
» à vapeur placées à demeure (*leur établissement*)..... 1132
» à vapeur placées à demeure (*mesures de sûreté*)..... 1129

Chaudières à vapeur (*dépense en matériaux*) 1050
» à vapeur (*leur installation*) 1050
» à vapeur (*leur rendement*) 507
» à vapeur (*résistance*) 257
» à vapeur (*surface de chauffe*) 5..6
» de bateaux 600 T. 601
» à brasser, à cuire et à laver (*poids et capacité*) T. 1050
Chaudière de coction pour bière 858
» de coulage ou de lessivage 821
» de cuisson pour bière 858
» pour cuite de sucre. 869
» de défécation pour betteraves 867
» à vapeur pour distillerie 864
» d'extraction pour bois de teinture 844
Chaudière à vapeur pour fabrication du papier 851
Chaudières en fer, en acier T. 260
» à vapeur de lessivage ou de coulage 811
» locomobiles (*lois et règlements*) 1134
» de locomotives 695
» » » (*lois et règlements*) 1134
» à vapeur pour sucrerie 870
» pour teinture du coton 844
Chauffage à air chaud et à basse pression 1044
» des bâtiments (*installation*) 1043
» par canaux pour bâtiments 1043
» à eau chaude et à haute pression 1044
» » » » (*tuyaux en fer pour*) T. 1072
Chauffage à l'oxyde de carbone 870
» à la vapeur 1044
Chauffage à la vapeur (*tuyaux en fer*) (*Poids*) T. 1072
» des serres par des canaux à fumée 1053
» des serres par l'eau chaude à basse pression 1053
Chauffe (*surface de*) 506
Chauffoirs pour moulins à huile 802
Chaux grasse 976
» hydraulique 978
» maigre 978
» très maigre 979
» ordinaire 978
» sulfatée 959
Cheminée 510
Cheminées pour bâtiments 1041
» de chaudières 510
» pour fabriques 1051
» de locomotives 699
Chemins de fer 605
» » (*construction de la voie*) 630,654
» » (*gares*) 683
» » (*leur exploitation*) 730
Chemise de chaudière 702
Chêne 965
Chéneaux 1031
Cheval-vapeur 149,487
Chevaux-vapeur de différents pays (*leur comparaison*) T. 1108
Chevalets pour teintureries 844
Chevrons pour combles en bois 1013
Chevrons pour combles en fer 1018
Chiffons 858
Choc 171
» (*appareils de*) 717
» de l'eau 209
» » contre surface 208
Chouquets 576
Chute des corps 151
Ciments artificiels 979
Ciment de chaux 978
Ciments naturels 979
Ciment végétal 1033
Cinématique plane 108
Cingleurs 942

Cintres pour voûtes (*leur déformation*) 1004
Circonférences ..... T. 1
Cisaillement 265
» (*module de*) 246
» et traction 313
Cisailles 745
Citernes 690
Citerne de gare 689
» de gazomètre 880
Clapaud 821
Clapets pour pompes 761
Clapeyron (*sa formule*) 279
Clavetage 431
Cloche de gazomètre 880
Cloisons de colombage 1007
Cloisons mitoyennes 996
Clôtures de la voie 647
Clous 387
Coction de chiffons 848
Coefficients de Darcy ..... 193 T. 194
» de dilatation 226
» d'élasticité ..... 246 T. 254
» de frottement ..... T. 132
» d'insensibilité d'un régulateur 471
» d'irrégularité d'un régulateur 471
» de résistance ..... T. 254
» de torsion 246
» virtuel 613
Coin (*frottement*) 145
» (*volume*) 112
Cokes 897
Collage de la pâte à papier 850
Colles 380
» à papier 851
Colonnes (*résistances*) 263
Combles 325
» (*leur construction*) 1010
» (*leurs couvertures*) 1023
Combles en bois 1010
» » et en fer 1015
» brisés ou coupés ou combles à la Mansard 1015
» couverts en ardoises 1025
» couverts en tuiles 1023
» en fer 1017
» » (*leur construction*) 1018
» à pannes 1011,1014
Combustibles 876,892
Combustibles (*description des principaux*) 895
Commande d'une meule à moudre 787
Composition des forces 119
» des mouvements 162
Compositions réfractaires de Wales 892
Compression 252
Compressions de barres (*coefficients*) ..... T. 264
Compression excentrée 313
» du sol 990
» et flexion 313
Compteurs à gaz 896
Concassage du malt 857
» des minerais 900
Concasseurs 792
» pour minerais 900
» de pierres ..... T. 901
Conchoïdes (*système articulé à*) 447
Condensation du gaz 877
» des machines à vapeur 531
» (*machines à*) ..... T. 523
» de la vapeur d'eau 229
Condenseur 531
» à injection 596
Condenseurs-laveurs pour gaz 877
Condenseurs à surface 595
Conductibilité ..... 228 T. 233
Conduites du gaz 881
» » » (*leurs matériaux* 886
» (*mouvement d'air en*) 216
» de vapeur 532
Cône 107,113,131
» (*moment d'inertie*) 166
Cônes étagés de vitesse 413
» de friction 406
Conglomérats 959
Conservation des bois 965
Consolidation et appuis des plafonds en planches ou planchers 1036
Consommation des becs de gaz 887
Consommation de vapeur 528
Constante d'Euler 69
Constructions civiles 953

Constructions (*leurs durée, valeur et frais d'entretien*)..... 1061 T. 1065
» des arcs surbaissés ou en anse de panier 1000
» en bois ou en cloisonnage *frais d'entretien et valeur*).... T. 1066
» des combles..... 1010
» (*principaux matériaux*) poids..... T. 1067
» massives en briques ou en moellons..... 1062
» en pisé (*frais de construction, d'entretien, etc.*)..... 1066
» de l'ellipse..... 89
» de la parabole..... 92
» des planchers à grandes portées..... 1036
» de la voie..... 630,654
Contacts..... 82
Contenance des tonneaux 114
Contingence (*angle de*)... 80
Continue à lanière (*C. Martin*)..... T. 836
Continue ou métier continu..... 819
Continue à retordre..... 839
Contraction..... 226
» (*coefficient*)..... 179
» (*déversoirs rectangulaires*)..... 183
Contraventions relatives aux appareils à vapeur établis ailleurs que sur les bateaux..... 1125
Contraventions relatives aux bateaux à vapeur et aux appareils à vapeur établis sur ces bateaux..... 1126
Contraventions aux règlements sur les appareils et bateaux à vapeur... 1125
Contraventions relatives à la vente des appareils à vapeur..... 1125
Convention internationale sur la protection de la propriété industrielle.. 1138
Convertisseurs..... 927
Coordonnées (*transformation des*)..... 77
Coordonnées polaires.... 78,81
» rectangulaires..... 73
Copier (*machines à*)..... 755
Cordes en chanvre..... 451
» » (*leur frottement*).. 140
» » (*leur raideur*)..... 140
» » pour transmission..... 415
» de circonférences... T. 30
Corniches en plomb..... 977
Cornières..... T. 297
» à branches égales... T. 297
» » inégales. T. 298
Cornues à gaz..... 874
Corps flottants..... 209
» de révolution (*volumes*).. 115
» de la voie..... 630
Cosinus..... T. 24
» (*régulateur*)..... 479
Cotangentes..... T. 26
Coton (*blanchiment du*)... 821
» (*filage du*)..... 813
» (*teinture du*)..... 844
Couches d'isolement..... 1008
Couche neutre..... 266
Coudes des tuyaux..... 195
Coulage des fils de laine pour leur teinture..... 845
Coulisse Allan..... 538
» Gooch..... 537
» Stéphenson..... 536
Coupe des canaux..... 205
Coupe-chiffons..... 847
Coupe-racines de betteraves..... 866
Couples..... 121
Coupoles (*calculs*)..... 362
Courbe d'antifriction..... 101
Courbes à double courbure..... 102
Courbes Mariotte..... 543
» planes..... 78
» de transition ou de raccordement..... 652
» des voies ferrées... 616
» » » (*méthodes pratiques pour le jalonnement*)..... 622

Courroies ..... 409 T. 409,410
» (*leur installation*)... 412
Coussinets (*alliages pour*) 391
Couvertures en ardoises. 1025
Couvertures en ardoises allemandes..... 1026
Couvertures en asphalte. 1031
» en carton-pierre.... 1032
» en ciment végétal.. 1033
» des combles..... 1023
» en cuivre..... 1027. T. 1028
» en fer..... 1028
» en fer blanc 1029
» matière bitumineuse 1031
» métalliques..... 1027
» en plomb..... 1027
» en terre cuite et en verre 1023
Couvertures des toits.... 1013
» en tôle (*fer noir*)... 1023
» » » ondulée..... 1029
» » » unie..... 1028
» en tuiles..... 1023
» » tuiles pannes ou flamandes..... 1024
» » tuiles plates 1023. T. 1024
» » zinc..... 1030
Cowper (*appareils à air chaud*)..... 911
Crapaudines..... 391
Crapaudine de meule à moudre..... 786
Crépi et enduit..... 1007
» » de cheminée.... 1007
» » de plâtre au plafond 1007
» » sur voûtes..... 1007
Creusets en terre réfractaire..... 921
Cribles..... 780
» oscillants ou à secousses..... 781
Cristallisation du sucre.. 869
Crochet..... 449
Croisées..... 999
» (*leurs garnitures*)... 1040
Croisements de voies.... 665,687
Croix de St-André..... 1036
» ou croisillons de croisée 1040
Cubage des bateaux..... 565
» » des masses (*chemins de fer*)..... 627
Cubes..... T. 1
Cubilots..... 921
Cuisson de la bière..... 858
Cuivre..... 973
» (*couvertures en*) 1027. T. 1028
» en feuilles ou en planches..... 973
» » (*poids*)..... T. 1071
(*fils de*)..... 973
» (*tuyaux en*)..... 973
Culées..... 357,376
Cuve de fermentation de la bière..... 859
Cuve de fermentation pour pommes de terre... 862
» de gazomètre..... 880
» guilloire pour la bière 859
» d'indigo pour teinture du coton..... 844
Cuve-matière pour brassage 857
Cuve-matière pour brassage à double fond.... 857
Cuve-mouilloire ou trempis pour mouillage du malt..... 855
Cuve-réverdoire pour fabrication de la bière... 858
Cuve de saccharification. 861
Cuves pour teinture à la garance..... 845
Cuvier de blanchiment... 812
Cycle (*théorie mécanique de la chaleur*)..... 236
Cycloïde..... 94
Cylindre..... 107,112,131
» (*moment d'inertie*)... 166
» (*volume*)..... 112
Cylindres affineurs, raffineurs ou broyeurs..... 850
Cylindre d'arrière ou de retenue..... 808
Cylindre du bluteau..... 793
Cylindres comprimeurs pour moulins à l'huile. 801
Cylindres cribleurs..... 781
Cylindre dégrossisseur pour défilage des chiffons..... 848
Cylindres lisses à vitesses circonférentielles égales 789
Cylindres lisses à vitesses

périphériques différentes..... 790
Cylindres de locomotives 707
» nettoyeurs pour moulins à huile..... 801
» peigneurs nécessaires à un assortiment d'étirages..... T. 827

D

Daelen (*marteaux-pilons*) 945
Dalton (*loi de*)..... 212
Dauk (*ses fours*)..... 926
Darcy (*coefficient de frottement*)..... 193 T. 194
Débit effectif..... 179,184
» théorique..... 177
Débrayage..... 406
» d'une meule à moudre..... 787
Décarburation du fer dans les fours à réverbères.. 934
Décarburation de la fonte par le procédé Bessemer 927
Déchargeur pour machine à carder..... 814
Décomposition des forces 119
» des fractions rationnelles en fractions simples..... ... 57
» des mouvements.... 162
Décrasser (*machine à*),... 823,831
Décrets divers..... 1125
Décret relatif aux appareils à vapeur autres que ceux placés à bord des bateaux..... 1125,1129
Défilage des chiffons..... 848
Déformation..... 244
» persistante..... 246
» des cintres pour voûtes..... 1004
Déglouteronneuses 833
Degrés d'admission de vapeur..... 519
» de Beaumé (*leur comparaison avec ceux du saccharimètre*)... T. 1122
» de polarisation de solutions étendues de sucre..... T. 1123
Degrés du saccharimètre (*leur comparaison avec ceux de Beaumé*) T. 1122
» thermométriques.. 223 T. 223
» de vaporisation..... 507
Dégrossisseur..... 848
Densités..... T. 1122
» de solides..... T. 1112.1114
Dents d'engrenages (*leur frottement*)..... 141
Dentures à fuseaux..... 424
» de roues..... 420
Dépense en vapeur des machines..... T. 523
Déplacement..... 549
» du métacentre..... 556
Déplacements Scala..... 555
Dérompoir ou coupe-chiffons..... 847
Désintégrateurs..... 792
Dessèchement de l'emplacement des fortifications 989
Dessication du malt..... 855
Détente (*distribution à*).. T. 523
Déterminants..... 49
Détermination des valeurs sous forme indéterminée 56
Développante..... 81
» du cercle..... 96
Développée..... 81
Déversoirs 178,185
» rectangulaires..... 182
Dévidage..... 811
» de la laine..... 831
» » » cardée... 839
Dévidoirs anglais..... 839
Dévidoir ou asple de Sedan..... 839
Dévidoir de Bohême et de Moravie..... 840
» de Cockerill 840
» d'Elbeuf..... 839
» Saxon..... 840
» pour filature du coton 820
Diabase et diorite 955
Diable pour filage des laines cardées 833
Diagramme d'une machine 541
Diagramme Zeuner..... 535
Diamètres conjugués 86
Différentielles,..... 54

Diffusion de la betterave. 865
Dilatation..... 225 T. 226
» des corps solides... 225
» des gaz..... 227
» des liquides..... 226
Diorité..... 955
Distillation..... 860
» des gaz..... 874
» proprement dite.... 862
Distribution des eaux dans les bâtiments..... 1048
Distribution Allan..... 538
» par coulisse..... T. 523, 536
» à détente..... T. 523
» à un tiroir..... 534
» à deux tiroirs..... 539
» Meyer..... 540
» Rider..... 540
» de locomotive..... 707
» de vapeur..... 707, 533
Dolomie ou dolomite, de Hoerde..... 892
Dômes..... 362
» articulés..... 362
» de chaudières..... 513, 699
» de locomotive..... 699
» de Schweder..... 362
Dômes ou voûtes sphériques..... 1005
Dragues..... 774
» à vis sans fin..... 774
Dragueurs à godets..... 776
» pneumatiques..... 777
» à pompes..... 776
Drap (*appareils à décatir le*)..... 843
» (*numérotage du*).... 840
Droite (*équation d'une*).. 74
Ductilité..... 245
Dupuis (*résistance à l'écoulement*)..... 195
Durée de fermentation de la pomme de terre.... 862
Durée, valeur et frais d'entretien des constructions..... 1061
Dureté des matériaux de construction..... 955

E

Eaux (*leur distribution dans les bâtiments*). 1048
» (*tuyaux en fer pour conduite des poids*).. T. 1072
Ebullition..... T. 227
Echardonneuses..... 833
Echelle du déplacement.. 555
» de dureté des matériaux de construction 955
Eclairage des bâtiments. 1047
» » » par le gaz.... 1047
» » » par le jour... 1047
» privé au gaz..... 887
» des rues..... 887
Ecoulement de l'air..... 214
» par ajutages..... 182
» (*coefficients d'*)..... T. 180
» des gaz..... 213
» sous pression décroissante..... 187
» (*résistance à l'*)..... 195
» de vapeur..... 217
» (*vitesse de l'*)..... 177
Ecrasement par flexions. 262
Ecrous (*poids*)..... T. 1082
Efforts composés..... 311
» tranchants..... 327
Egréner (*machines à*).... 812
Elargissement de la voie dans les courbes..... 649
Elasticité (*théorie*)..... 246
» (*coefficients*)..... T 254
Eléments de machines... 379
Elévation des jets d'eau. 198
Elévateur pour betteraves 865
» » grains..... 798
» » gueulards de hauts fourneaux..... 909
Ellipse..... 85, 89
Ellipsographe..... 111
Ellipsoïde..... 106. 132
» (*volume*)..... 113
» d'inertie..... 164
» de révolution..... 113
Embrayage..... 406
» (*manchons d'*)..... 406
» d'une meule à moudre. . 787
Embranchements sur courbes..... 673
Embouchures de jets d'eau 199

Emission de la chaleur... 230
Empois 812
Empyreume de l'eau-de-vie..... 863
Encastrement 268
Enceintes des fossés des fortifications 989
Enduit en carreaux ou en bossage 1007
» des plafonds de planches 1008
» d'un plancher de solives 1008
» pour voûtes..... 1004
Energie d'un régulateur. 471
Engrenages (*leur frottement*) 141
» à vis sans fin..... 434
Engreneur centrifuge.... 788
Enlèvement de l'empyreume de l'eau-de-vie. 863
Enveloppes..... 108
» de chaudières de locomotive..... 702
» de meule à moudre 787
Epaisseur des murs..... 994
» des parois de chaudières..... T. 260
» » de tuyaux en cuivre T. 260
» » » » » fer..... T. 261
» » » » » fonte .. T. 261
» » » » » laiton.. T. 260
» » » des vases sphériques 259
Epaisseur des voûtes.... 371
Epicycloïde 94
Epointeuse..... 782
Epurateurs pour fabrication du coton..... 814
Epurateurs du gaz..... 873
Equations algébriques... 50
» du 1er degré 50
» » 2e » 51
» » 3e » 51
» » 4e » 52
Equation du cercle..... 85
» de Clapeyron..... 279
Equations différentielles.. 69
Equation d'une droite... 74
» de l'ellipse..... 85
» de l'hyperbole..... 85
» de la ligne élastique 267
» d'un plan..... 75
Equation de Poisson.....
» de la tangente..... 79
Equilibre..... 123
» relatif..... 161
Equivalent calorifique de l'unité de travail..... 235
» mécanique de la chaleur..... 235
Escaliers..... 1034
Espace pour filature de coton..... 820
» » refroidissement de la bière..... 851
» des résidus de betteraves 866
Essieux..... 400,716
» de locomotives..... 709
» » » ..... Pl. 718
Essoreuse..... 821
Etables..... 1056
» pour les animaux de race bovine..... 1057
» à cochons..... 1060
Etablissement du plan d'exécution d'un chemin de fer..... 629
» des chaudières placées à demeure..... 1132
Etai en sautoir en croix de St-André..... 1036
Etaleur..... 807
Etaux-limeurs 750
Etendue des gares..... 685
Etirage du coton..... 817
» de l'étoupe..... 809
» du lin..... 807
» avec peignes circulaires..... 827
» » » rectangulaires 826
Etoupes (*filage des*)..... 809
Euler (*sa constante*)..... 69
Evan (*son système articulé*) 445
Exécution des terrassements..... 640
Exploitation des chemins de fer..... 730
Extension..... 252
Extincteurs 700
Extracteurs de gaz 878
Extraction de l'eau.... . 95
» du jus de betteraves 865
» du moût..... 857

Extraction des terres pour la voie..... 640 T. 642
Extraction des terres (*son prix*)..... 641
Extrémités des tirants pour combles en fer... 1019

F

Fabrication de la bière... 854
» » » fonte brute... 899
» du gaz d'éclairage.. 871
» du papier..... 847
» du sucre..... 864
Fabriques (*bâtiments de*). 1064
Façades (*ancrage des*)... 1037
Fahrenheit..... 223
Farcot (*son régulateur*)... 477
Faute probable d'une observation..... 59
Fenêtres..... 1040
Fer..... 973
» blanc (*couvertures en*) 1029
» blanc..... 973
» (*sa métallurgie*)..... 891
» (*ses transformations*) 925
» (*couvertures en*)..... 1028
» cru..... 927
Fers (*classification*)..... 249
Fer (*fils de*)..... 973
» de meule à moudre. 785
Fers à sections carrée, hexagonale et circulaire (*poids*)..... T. 1081
» laminés (*poids*)..... T. 1077
» plats (*poids*).... T. 1077,1080
Fers profilés..... T. 298
» » français..... T. 301
» à T..... 299
» à I..... T. 300,301,303,305
» à U..... 299
Fer Spiégel..... 927
Fermentation de la bière. 859
» de la pomme de terre 862
Fermes à entrait supérieur ou petit entrait.. 1012
Fermes en fer (*leurs appuis*) 1020
» Polonceau..... 350
» à 3 poinçons..... 1012
Feuilles métalliques..... T. 1071
Feutre asphalté..... 1008
Fibres invariables..... 266
Filage du coton..... 813
» » » (*travail dépensé*) 820
» des étoupes..... 809
» des laines cardées.. 831
» de la laine longue ou à peigner..... 822
» du lin..... 807
Fils (*poids*)..... T. 1083
» (*leur rupture à la traction*)..... 253
» de cuivre..... 973
» de fer..... 973
» » » (*poids*)..... T. 1083
» étirés de laiton et de cuivre (*poids*)..... T. 1084
» de laine..... 831
» télégraphiques (*poids*) T. 1084
Filtration préparatoire du jus de betteraves..... 868
Filtres pour jus de betteraves..... 868
Finisseurs..... 809
Fixation des rails..... 658
Flambage..... 262
» (*résistance au*)..... 262
Flèche..... 270
Flèches..... 268 T. 283
» (*leurs longueurs*).... T. 30
» de câbles..... 417
Flexion..... 266
» (*résistance*) 266 T. 269 T. 270,282
» et compression..... 313
» et torsion..... 314
» et traction..... 312
Flottants (*corps*)..... 209
Fonction à 1 variable.... 56
» à 2 variables..... 57
Fondants pour minerais. 902
Fondations des bâtiments 987
» en béton..... 991
» par caisses ou caissons..... 992
» par piliers..... 991
» par puits..... 991
» sur terrains défavorables..... 990
Fonderies de fer..... 921
Fontainiers (*mastic des*.. 979
Fonte blanche miroitante ou fonte lamelleuse.... 927
Fonte brute (*sa fabrication*)..... 899

Fonte malléable..... 938
» en plaques (*poids*).. T. 1071
Forage (*appareils de*).... 852
Forces (*leur composition et décomposition*)..... 119
Forces centrifuge..... 154
» » composée 160
» centripète..... 154
» de contraction..... 226
» de dilatation..... 226
» leur mesure..... 148
» motrice du vent.... 220
» parallèles..... 119,120
» vive..... 149,157,155
» » (*principe*)..... 170
Formes pour cristallisation du sucre..... 869
Formule de Bazin..... 201
» de Clapeyron..... 279
» d'Euler..... 69
» de Gauss..... 48
» intégrales..... 61
» de Lagrange..... 53
» de Schmidt..... 214
Fortifications (*fossés des*) 989
Fossés latéraux de la voie 632
» des fortifications.... 989
Fosses à piquer..... 690
Foulage à pilons..... 841
» simple ou double à cylindres..... 841
Foulons..... 841
Fourgons à bagages..... 722
Fourneaux pour chauffage des bâtiments..... 1043
Fourneaux à cuve pour grillage des minerais.. 900
Fourneaux de grillage pour blanchiment du coton..... 821
Fourneaux ou fours de refonte..... 927
» régénérateurs de Siemens..... 937
» ou fours à réverbères 922
Fours à chaux pour sucre 869
» à cornues..... 875
» de grillage à soufflerie de Westmann... 900
» ou fourneaux à puddler..... 925
» à puddler de Dank.. 926
» » doubles.. 927
Fours à puddler le fer à grain fin..... 926
» à réchauffer..... 931
» ou fourneaux à réchauffer ou à souder le fer..... 939 T. 941
» à réverbères..... 922
Foyers pour bâtiments... 1040
» de chaudières..... 508
» des courbes..... 86
» de l'ellipse..... 86
» de la parabole..... 91
» (*portes des*)..... 510,698
Fractions continues..... 35
Fractions rationelles..... 51
Frais d'entretien des constructions..... 1061 T. 1065
» d'exploitation des chemins de fer..... 612
» d'exploitation d'une voie ferrée..... 612
de transport des terres..... 643
Fraiser (*machines à*)..... 751
Freins..... 720
» coniques..... 462
» différentiels..... 459
» dynamométrique.... 487
» excentriques..... 461
» de friction..... 457
» de Héberlein..... 721
» de locomotives..... 712
» de Prony..... 487
» à rubans..... 458
» à sabots..... 460
» de Smith..... 721
» de wagons..... 720
Friction (*freins de*)..... 457
Frottement..... 132
» (*angle de*)..... 145
» (*coefficients de*)..... T. 133
» (*coefficients dans les liquides*)..... 192
» des cordes et chaînes 140
» des dents d'engrenage..... 141
» de glissement..... 132
» de roulement..... 139
» des tourillons et pivots..... 135
Froude (*méthode pour le calcul de la résistance à la marche des bateaux*). 585

Fumoirs ou chambres à fumer la viande..... 1041
Fuseaux (*denture à*) 424
Fusion..... T. 227
» (*température de*)..... 227
» de la glace..... 229
» des minerais..... 901

G

G (*accélération de la pesanteur*)..... T. 28
Galle (*chaîne*)..... 455
Gangues..... 899
Ganguillet et Kutter (*formule de*)..... 201
Garance (*teinture à la*)..... 845
Gares..... 683
Garnisseuse ou laineuse.. 842
Garniture des chaudières 513
» des portes et croisées 1040
Gauss (*ses formules*)..... 48
Gay-Lussac (*loi de*) 210
Gaz (*condensation*)..... 877
» d'éclairage (*sa fabrication*) 871
» (*densité*)..... 873
» (*dilatation des*)..... 874
» (*leur écoulement*)..... 213
» (*épurateurs*) 878
» (*explosion du*), *son pouvoir calorifique*.. 873
» (*extracteurs ou aspirateurs*..... 878
» permanents..... 210, 237
» » (*poids spécifique*). T. 1115
» (*tuyaux en fer pour conduite du*) poids T. 1072
Gazogène 876
Gazomètres..... 880 T. 881
» (*leurs rivures*)..... 386
Générateurs pour gaz.... 876
» à vapeur autres que ceux placés à bord des bateaux (*décrets relatifs*)..... 1137
Géodynamique..... 148
Géométrie analytique.... 73
» cinématique plane.. 108
Géostatique..... 119
Germination du malt.... 855
Germoir pour malt..... 855
Gills 826
Glace (*sa fusion*)..... 229
Glissement..... 132
Gneiss ou granite stratifié 956
Gobetage ou crépi..... 1007
Goniométrie..... 40
Gooch (*sa coulisse*)..... 537
Goudron..... 874
Grains (*élévateurs pour*).. 798
Grains maltés et grains non maltés (*leur rapport en poids*)..... 860
Grandeur d'une force.... 148
Granges..... 1053
» (*aires des*)..... 1040
» à blé (*capacité et dimensions*) 1054
» à tabac..... 1054
Granite 955
Grashof (*élasticité*)..... 246
Grauwacke..... 959
Gravier (*poids*)..... T. 1068, 70
Gravité (*centre de*)..... 126
Grès des couches permiennes 960
» grauwacke..... 959
» houiller..... 960
» keuprique..... 960
» liasique..... 960
» paillé..... 960
» tertiaire à lignite... 960
Greniers..... 780, 1063
» (*leurs dimensions*) .. 1055
» à blé 1054
» à étages..... 780
Griffith (*hélices*)..... 591
Grillage ou calcination des minerais..... 899
» en madriers..... 992
» en patins de charpente..... 992
Grille (*construction*)..... 509
» (*surface*) 508
» de chaudière..... 508
» » » de locomotive 695
Grilles de foyers pour bâtiments..... 1040
» de locomotives..... 698
Gros tambour pour machines à carder..... 814
Gruaux..... 795
Grues..... 689
» pour hauts fourneaux 930

Grues hydrauliques..... 690
Gueulards de hauts fourneaux 909
Guhr gypseux..... 959
Guldin (*son théorème*)..... 115
Gypse..... 959

H

Hangars, remises pour outils et voitures..... 1052
Hauteur de chute..... T. 152
» de résistance..... 179
» de la vitesse..... 151
Hauts fourneaux..... 902 T. 908
» » (*dimensions*) 904 T. 905, 906
Héberlein (*frein de*)..... 721
Hélice (*courbe*)..... 103
Hélices de navires..... 590
» Griffith..... 591
» de Hirsch..... 591
Hêtre..... 966
Higgin (*nettoyeur*)..... 815
Hirsch (*hélices de*)..... 591
Horsfall (*cylindre aiguiseur*)..... 816
Houblonnage de la bière 858
Houilles..... 896
Houille (*sa carbonisation*) 897
Huile (*moulins à*)..... 800
Huisserie..... 1040
Hunes..... 576
Huniers..... 567
Huyghens (*tractoire d'*).. 101
Hydrate de chaux..... 979
Hydraulique..... 179
Hydrodynamique..... 176
Hydrostatique..... 174
Hyperbole..... 85
Hyperboloïde..... 105
» elliptique..... 106
» hyperbolique..... 106
Hypocycloïde..... 94

I

Impression des tissus.. 844, 847
Impulsion d'une force... 149
Inde (*marronnier d'*)..... 966
Indicateur..... 541
Indicateur de niveau pour locomotive..... 701
» Richard..... 541
Indigo (*cuves d' — et moulins à*)..... 844
Industrie cotonnière..... 812
» lainière..... 822
» linière..... 805
Industrie textile..... 805
Inertie (*moment d'*) 163 T. 289, 290
» (*moment d'*) des sections annulaires.... T. 305
Infini (*points à l'*)..... 79
Inflexion..... 82
Infrastructure de la voie. 630
Injection (*condenseur à*).. 596
Installation des moulins. 800
Installations spéciales.... 1050
Intégrales d'Euler..... 69
» (*formules*)..... 61
Intensité d'une force..... 148
Intérêts composés..... 39
Intérieurs de bâtiments.. 1034
Interpolation (*formule de Lagrange*)..... 53
Introduction (*avance linéaire à l'*)..... 533
Isolement (*couches d'*).... 1008

J

Jelineck (*saturation*)..... 867
Jalonnement ou tracement des chemins de fer.... 620
Jalonnement des courbes de chemins de fer (*méthodes pratiques*)..... 622
Jalonnement des voies... 621
Jets d'eau..... 198
Joint universel..... 405
Jus de betteraves..... 865

K

Kindler (*saturateurs*).... 867
Kley (*régulateur*)..... 477
Klusemann (*ses presses*).. 867
Krabak (*calcul des machines à vapeur*)..... 515

L

Lagrange (*formules d'interpolation*)..... 53
Laines..... 827
Laineuse ou garnisseuse. 842
Laiton en feuilles ou en lames..... 973
Lames de ressorts..... 318
Laminoirs..... 947 T. 948
» pour concassage ou broyage des minerais 900
» d'étirage de l'étoupe 809
Largeur en couronne ou en crête d'une voie.... 631
Latente (*chaleur*)..... 230
Lattes pour couverture des toits..... 1013
Lavage de la laine..... 831
» » » à la machine. 831
» » » à la main.... 831
Lave trachytique..... 956
» compacte..... 956
Laveur pour gaz..... 877
Laveuse mécanique pour betteraves..... 864
Lavoir pour fabrication de la bière..... 859
Lehmann (*machine atmosphérique*)..... 545
Lemniscates (*système articulé à*)..... 447
Levain de pommes de terre 862
Levés et nivellements (*chemins de fer*)..... 619
Levier..... 142
Lieu de fermentation de la bière..... 859
Ligne..... 73
Lignes axiales pour embranchemnnts sur courbes..... 673
Ligne élastique..... 267 T. 283
Lignite..... 896
Limeuses..... 750
Limite d'élasticité..... 245
Lin (*filage du*)..... 807
Liquides (*poids spécifiques*) T. 1114
» (*leur dilatation*).... 226
Lissage du papier..... 851
Lisseuse pour laine..... 827
Lit des bords des meules 787
Lits de fusion des minerais..... 901
Livres de différents pays (*leur comparaison*)..... T. 1107
Locomobiles (*lois sur les*) 1134
Locomotives (*genres des calculs*)..... 609
» (*règlements*)..... 723
» (*leur service*)..... 735
Locomotive (*résistance à son mouvement*) 704
» (*travail de traction*). 704
Logarithmes..... T. 1
» 34
» naturels..... T. 23
» vulgaires..... T. 1
Lois de Dalton..... 212
» de Gay-Lussac..... 210
» de Mariotte..... 210
» de Voehler..... 250
» sur les brevets..... 1140
» diverses..... 1125
» concernant les contraventions aux règlements sur les appareils et bateaux à vapeur..... 1125
Longrines métalliques... 662
Longueurs d'arcs..... T. 30
Longueur virtuelle d'une voie ferrée..... 612
Loups à ailes..... 834
» de battage..... 822
» de batteurs..... 833
» pour le graissage de la laine..... 834
Louvetage de la laine... 833
Lumière d'admission.... 533
» d'échappement..... 532

M

Macération de la betterave 865
» de Schützenbach... 866
Machines à affuter les scies 754
» à aiguiser les cardes 816
» à aléser..... 749,751
» à apprêter les tissus 847
» atmosphérique de Lehmann..... 545

Machines auxiliaires pour décarburation de la fonte..... 929
» auxiliaires pour moulins..... 796
» de bateaux..... 585,591
» à bluter à force centrifuge..... 794
» à bouveter pour poutres et planches..... 755
» à brosser le drap... 843
» à brosser les grains. 784
» à broyer..... 806
» à broyer (*brevet-Guild*)..... 806
» à carbonisation pour draps..... 842
» à carder..... 814
» » » la laine..... T. 823
» à cingler ou à maquer..... 947
» sans condensation.. T. 523
» à copier..... 755
» pour débarrasser les draps de leur graisse 841
» à décrasser les laines 823, 831
» à désuinter » » 822
» à diviser la toison ou la nappe (*Joséphy*) T. 836
» à égrener..... 812
» élévatoires pour corps solides et fluides..... 756
» à empeser et apprêter les tissus..... 847
» pour enlever l'eau des substances ligneuses..... 853
» pour enlever les pierres qui se trouvent dans les grains 784
» à espader ou à teiller 806
» à filer en fin pour étoupes..... 810
» à filer l'étoupe (*dépense en travail et coût d'installation*) 810
» à filer en fin pour laine 829
» préparatoires pour filage de la laine T. 828, 829
» à fraiser..... 751
» à fraiser et à tenons 755
» à lainer double..... 842
Machines à laver les betteraves.. 864
» » » la laine... 823
» à laver la laine (*système Laviathan*).... 832
» à laver et à désuinter les laines avec pompes..... 822
» à laver le noir animal 870
» » » les pommes de terre..... 860
» » » de Robinson. 821
» pour la manœuvre des convertisseurs 930
» à mélanger les farines..... 796
» à mortaiser..... 755
» motrices pour laminoirs..... 950
» à volant » » 950
» sans » » » 950
» à nettoyer les gruaux 795
» à ourdir, à parer et à encoller..... 840
» » outils..... 745
» » outils pour le travail du bois..... 745
» à peigner..... 824
» à percer..... 749
» préparatoires pour industrie cotonnière 812
» à raboter..... 750
» » » le bois..... 754
» à râper les bois de teinture..... 844
» à rouleaux pour impression des tissus.. 847
Machines de séchage et de carbonisation de la laine..... 832
» à vapeur pour sécher le coton..... 822
» à sécher les draps.. 840,842
» » » la laine..... 823
» simples..... 442
» soufflantes..... 214
» » 214, 215, 914, T. 917, 918
» soufflantes de tunnel 217
» soufflantes de Root. 770
T. 771
» à vapeur pour sucrerie..... 870

Machines à teiller 806
» à tondre ou tondeuses 842
» à tordre 821
» pour le travail du bois 752
» à vaguer 869
» des vapeurs à hélices T. 599
» à vapeur 504, 515
» » » (*calcul pour construction*). 526
» » » avec condensation à double effet 515
» » » à 2 cylindres. 528
» » » à manivelles.. 515
Mac-Laurin (*série de*).... 55
Maçonnerie 994
Maçonneries (*différentes sortes*) 997
Maçonnerie en briques. 998 T. 999
» de chaudière 513
» foulée, damée ou pilonnée 998
» en moellons 997
» en pierre de taille ou maçonnerie vive. 997
» en pisé ou en terre battue 961
» de santorine..... 962
Macquage ou broyage.... 806
Magasins 1051
» à betteraves..... 864
» à farines 1051
» à sel 1051
Maisons d'habitation..... 1062
Malt (*sa préparation*)..... 855
Manchons d'accouplement 403
» d'embrayage 406
» fixes 403
Maneton 439
Manivelles 437
Manomètres 701
Mansard (*combles à la*)... 1015
Marbres ou calcaires saccharoïdes 958
Marche d'essai des bâtiments 603
Mariotte (*sa loi*)..... 210
» (*sa courbe*)..... 543
Marronnier d'Inde 966
Marne 957
Marteaux à vapeur ou marteaux-pilons..... 942 T. 943
Marteaux-pilons à simple effet 945
» » » double » . 945
Marteaux avec vapeur supérieure se détendant (*pilons Daelen*). 945
Mouffe différentielle..... 144
» exponentielle..... 143
Mouillage du malt..... 855
Moulins 779
» (*leur installation*)... 800
» à blé 779
» cylindriques..... 789
» à huile..... 800
» à indigo 844
» à os..... 805
» à tan 804
» à trass et à plâtre.. 804
» à vent 221, 488
Moût (*extraction du*)..... 857
Mouton 173
» à bras 993
Mouture du blé..... 785
Mouvement de l'air. 216
» » » en tuyaux.... 216
» d'un corps..... 162
» curviligne..... 153
» de l'eau dans les canaux et rivières... 201
» de l'eau dans les tuyaux..... 189
» libre 168
» d'un projectile..... 155
» rectiligne articulé.. 444
» » d'un point..... 149
» relatif..... 159
» uniforme 151
» uniformément retardé..... 151
» » varié..... 151
» variable de l'eau.... 206
» virtuel 125
Moyens de transport pour moulins..... 796
» de renouveler l'air.. 1046
Moyeux..... T. 430
Mull-jenny..... 818
» » automate..... 838
» » automates pour filage de la laine. 830
» » à bras ou manuel. 818

Mull-jenny à commande latérale ou centrale..... 837
» » manuel ou à bras pour filage de la laine..... 829
» » renvideur ou renvideur mécanique 818
Murage ou scellement des chaudières..... 1050
Murs (*leur épaisseur*).... 994
» chargés..... 995
» circulaires non chargés..... 995
» extérieurs ou de pourtour..... 994
» hauts dans le cas de toits en appentis... 996
» isolés..... 994
» latéraux..... 996
» en ligne droite non chargés..... 994
» mitoyens..... 995
» en pierres sèches... 640
Murs de pignon isolés... 996
» » » non isolés.... 996
» » plinthe..... 997
» avec poussée latérale 997
» sans poussée latérale 995
» de refend..... 995,997
» réfractaires..... 997
» de séparation..... 995
» de soutènement.... 366,633 634,639
» supportant des poussées de tous les côtés 997

N

Nappes de plomb..... 977
Nasmyth (*sonnettes*)..... 993
Navires (*leurs charges dans différents pays*)..... T. 1107
» (*leur métacentre*).... 556
Neige (*pression due à son poids*)..... 1010
Néper (*analogies de*)..... 48
Nettoyage du blé..... 780
» du fil de coton pour teinture..... 844
» des gruaux..... 795
Nettoyeur Higgin 815
Nettoyeur..... 783
» de gruaux..... 795
» pour moulins à huile 801
» des peignes..... 825
Newton (*son binôme*).... 33
» (*sa méthode*)..... 52
Nille (*pour meule à moudre*) 786
Niveau d'eau de chaudières 514
Noir animal..... 870
Nombres complexes..... 38
Normales..... 80,104
Normale de la parabole. 91
Numéros du fil de la laine cardée..... 840
Numérotage métrique des draps..... 840
» ou titrage des fils de coton..... 820
» des fils de laine.... 831
» » » » » cardée. 839
» ou titrage du lin... 811

O

Obélisque (*volume*)..... 112
Obtention des masses.... 624
Opérateurs..... 745
Orifice (*écoulement par*).. 213
» de vidange..... 187
Os (*moulins à*)..... 805
Osculateur (*cercle*) rayon. 80
Otto (*moteurs à gaz*)..... T. 547
Ourdir (*machines à*)... .. 840
Ouverture en mince paroi 199
» de nettoyage..... 702
Ouvreuses..... 813
Ouvreuse ou diable pour filage laines cardées... 833

P

π..... T. 28
Paire de solives armée... 1036
Palan différentiel..... 144
Paliers..... 391
Palplanches (*parois de*)... 989
Pannes (*couvertures en*).. 1024
Pannes pour combles en fer..... 1018
Pans de bois..... 1006

Papier (*sa fabrication*).... 847
» (*poids spécifique*).... 851
Papillon dans un tuyau.. 198
Parabole..... 91
» (*centre de gravité d'un segment*)..... 129
Paraboloïde..... 106
» de révolution..... 113,132
Parcs de pilotis..... 992
Parallélipipède (*moment d'inertie*)..... 166
Parallélogramme des forces..... 119
Parallélogramme de Watt 449
Paramètre..... 86
Parcours de garantie des bâtiments..... 603
Parois des chaudières.... T. 260
» de palplanches..... 989
» de vases sphériques 259
Parr-Curtis à Madeley (*renvideur mécanique*).. 818
Pas des roues dentées.... 428
Passages à niveau..... 648
Pâtes de chaux..... 979
Pâte à papier..... 850
Pavage en bois..... 1039
» en briques..... 1039
» en carreaux..... 963
» avec grands galets pour planchers..... 1038
» ordinaire en pierres pour planchers..... 1038
Pauli (*poutres de*)..... 348 T. 1088
Peignage..... 806
Peigne circulaire..... 824
» fixe pour filage de la laine..... 825
Peigneurs..... T. 827
Peigneuses..... 807,824
Peinturage des fenêtres.. 1040
Pendule centrifuge..... 158
» circulaire..... 157
» cycloïdal..... 158
» physique..... 167
Pendules pour combles en fer..... 1022
Pente d'une voie ferrée.. 616
» rationnelle..... 612
Percer (*machines à*)..... 749,755
Périmètre mouillé..... 201
Périmètre du triangle (*centre de gravité*)..... 127
Perte de charge..... 196
» » vapeur..... 517
Pièces d'appui des matériaux des couvertures des toits..... 1013
» de fonte (*leur poids*) 923 T. 924
» soumises à des efforts de compression dans les combles en fer..... 1020
Pieds-droits..... 376
» » (*formules empiriques donnant leurs épaisseurs*)..... 1003
Pierres artificielles..... 891,961
» naturelles (*poids*). T. 1068.70
» de taille..... 960
Pieux (*battage des*)..... 993
» à vis..... 992
Pile défileuse pour chiffons 848
Piliers..... 356
Pilotage..... 173
Pilotis..... 992
Pin..... 966
Pince pour peignage de la laine..... 824
Pisé calcaire..... 961
Pistons (*vitesse de*)..... T. 519,530
» (*leurs tiges*)..... 443
» de locomotives..... 707
Pistorius (*appareil distillatoire*)..... 863
Pivots..... 398
» des turbines..... 495
» (*frottements*)..... 135
Pivots de meule à moudre 786
Plafonds..... 1034
» (*leur construction au point de vue de la résistance*)..... 1034
» (*charge totale*).. T. 1092,1093
» (*leur enduit*)..... 1008
» et planchers (*charges*) T. 1091
» en planches ou planchers (*leurs consolidation et appui*)..... 1036
» clayonné..... 1038
Plan..... 73
» (*équation du*)..... 75
» incliné..... 144
» » (*frottement*).. 145
» Tangent..... 104

Planchers..... 1038
» (*charge totale*)... T. 1092,1093
» (*charge variable*).... T. 1092
» (*leur carrelage*)..... 1038
» intermédiaires..... 1038
» » en bois (*poids propre*)..... T. 1092
» à grandes portées (*leur construction*).. 1036
» plats avec hourdis (*poids propres*)..... T.1091
Planches de liaison..... 1036
Plaques (*leur résistance*).. 314
» de feutre imprégnées d'asphalte..... 1008
» de fonte..... T. 1071
» de garde pour wagons..... 714
» tournantes..... 676
Plaques tournantes (*disposition géométrique des voies*)..... 678
Plate-forme ou palier d'une voie..... 630
Platines..... 660
Plâtre fin ou luisant..... 1007
Plâtre (*moulins à*)..... 804
» (*stuc*)..... 959
Plinthe (*murs de*)..... 997
Plomb..... 977
» de corniches..... 977
» (*couvertures en*)..... 1027
» en feuilles (*poids*)... T. 1071
» fondu..... 977
» (*tuyaux en*)..... 978
» à vitres..... 977
Poids et mesures..... 1095
» de différents pays (*leur comparaison*).. T. 1107
» sur les essieux de locomotives..... 711
» des écrous..... T. 1082
» non concentrés sur poutres..... 274
» propres des bâtiments à vapeur..... 550
» des roues dentées.. 433
» de la vapeur d'eau. 234
» atomique des substances principales T. 1109,1111
» spécifiques..... 148
» » des alcools..... T. 1124
Poids spécifique des gaz permanents et de vapeurs..... T. 1115
» » des solutions de sucre à diverses contenances..... T. 1121
Poinçonneuses..... 745
Point..... 73
Points anguleux..... 83
» conjugués..... 83
» doubles..... 83
» à l'infini..... 79
» d'inflexion..... 82
» multiples..... 83
» de rebroussement.. 83
» singuliers..... 83
Poisson (*équation de*).... 238
Polaires..... 79, 88
Pôles..... 88, 108
Polarisation des solutions de sucre..... T. 1123
Polonceau (*ses fermes*)... 350
Polygone funiculaire..... 120
Polygones réguliers..... T. 47
Pommes de terre et grain malté (*leur rapport en poids*)..... 860
Pommes de terre (*leur fermentation*)..... 862
Pompes..... 756
» à air..... 531, 596
» alimentaires..... 531, 596
» de cale..... 597
» centrifuges..... 762
» » Sulzer..... T. 764
» de circulation..... 597
» à eau froide..... 531
» à simple effet..... 757, 760
» à double effet..... 759, 760
» des gares..... 690
» à main..... 598
» à pistons..... 756
Pompes pour stations d'alimentation... 690
» » tissage des draps. 843
» à vapeur..... 598
Poncelet (*roue*)..... 493
Ponts (*calculs*)..... 325
» (*charges des*)..... 1086
» en arc..... 359
» de chemins de fer.. 1087
» continus..... T. 330

Ponts à poutres droites (*charge permanente*). 1087
» à poutres droites (*charge variable ou surcharge*)..... 1089 T. 1091
» routes..... 1086
» supportant des voies de terre..... 1086
» suspendus..... 351
Porphyre quartzifère.... 955
Port d'un vaisseau..... 549
Portes de bâtiments..... 1000
» et croisées (*leurs garnitures*)..... 1040
» d'étable..... 1040
» de foyers..... 510,698
» lattées..... 1040
Porte-outils à axe vertical 754
Porte-signaux..... 711
Porter (*régulateur*)..... 476
Position des rails en élévation..... 650
» » » en plan..... 649
» de la voie..... 649
Poteaux de sous-poutres. 1036
Pouces anglais (*leur réduction en millimètres*). T. 1105 1106
Pouce d'eau..... 183
Poudre de chaux..... 979
Poulies..... 142,408,411
» (*leur construction*).. 411
» de transmission.... 418
» supports..... 419
Poussée..... 176
» des terres..... 366
» sur murs..... 997
Poutres chargées..... 274
» continues 279,329 T. 281,287
» demi-paraboliques et à membrures parallèles..... T. 1089
» à demi-treillis et treillis..... 334,348
» à dents d'assemblage 1035
» en fonte..... 288
Poutres paraboliques de Schwelder et de Pauli T. 1088
» pleines..... 332
» » tablier à la partie supérieure..... T. 1088
» » tablier à la partie inférieure..... T. 1088
Poutres reposant sur deux appuis..... 325
» en tôle..... 332
» à treillis..... 334
Pouvoir conducteur..... 228
Pouzzolane artificielle... 979
Premier étirage de l'étoupe 809
» » du lin..... 807
Préparation du malt..... 855
Pressage de la betterave,. 865
Presses (*leur vis*)..... 390
» à coins pour moulins à huile..... 803
» cylindriques pour betteraves..... 866
» pour l'écume et les dépôts de betteraves 868
» hydrauliques..... 257
» » doubles Bandell 804
» » pour betteraves 865
» » pour moulins à huile..... 803
» » pour tissage des draps..... 843
» de Klusemann..... 867
» pour moulins à huile 803
Pression de l'atmosphère en mesures françaises, prussiennes et anglaises T. 1108
Pression de l'eau..... 209
» d'eau (*sa réduction en pression de mercure*)..... T. 1121
» hydrostatique..... 174
» due au poids de la neige..... 1010
» de vapeurs..... T. 1116
» du vent..... 1009
Pressoirs (*leur vis*)..... 390
Principe d'Alembert..... 169
» des vitesses virtuelles 125
» de la force vive.... 170
Prisme (*volume*)..... 112
Proell (*régulateur*) 478
Profils des fers laminés.. T. 296
» normaux de la voie. 615
» de rails..... 633
» en travers (*aires*)... 624
Progressions arithmétiques..... 35
» géométriques..... 36
Projectile (*mouvement d'un*)..... 155

Projections axonométriques 116
Prony (*frein*) 487
Propriété industrielle (*sa protection*) 1138
Propulseurs 585
Protection de la propriété industrielle 1138
Protection de la voie contre la neige 648
Puissances ..... 33 T. 1
» caloriques .... 893 T. 894,895
» » absolues .. T. 1115
Puissance indiquée 542
» du sinus et du cosinus 43
» de travail 148
» vive 149
Puits des gares 690
Pulp-engine 850
Pulsomètres 771
Pyramide 42,131
» (*volume*) 112
Pyromètres 225

Q

Quadrature des surfaces planes 84
» de l'ellipse 89
» de la parabole 92
Quantités imaginaires 38
» indéterminées 56
» de mouvement 149

R

Raboter (*machines à*) 750
Raboteuses à cylindres ... 754
Racines 34
» carrées ..... T. 1
» cubiques ..... T. 1
Raccordement de la voie. 652
Radiers ou parcs de pilotis 992
Raffineur pour pâte à papier 853
Raffineuse centrifuge dite pulp-engine 850
Raideur des cordes et chaînes 140
Rails ..... 654 T. 298
» (*moment d'inertie*) .. T. 296
» (*profils*) ..... Pl. 655
» (*résistance des*) .... 267 T 290
» (*supports et fixation*) 658
Râper (*machines à*) 844
Râpes à betteraves 865
Rapports d'admission .... T. 549
Rayon de courbure 267
Rayons de courbure de l'ellipse 88
» hydraulique, moyen 201
» vecteurs 86
Rayonnement ..... T. 232
Réactions 280
Réaumur (*degrés*) 223
Récepteurs 487
Réchauffeurs pour hauts-fourneaux 910
Récipients pour vapeur (*lois et règlements*) 1135
Récipients à levain pour pommes de terre 862
Réciproques (*valeurs*) .... T. 1
Rectangle (*moment d'inertie*) 165
Rectification des courbes 84,89
» de l'ellipse 89
» de la parabole 92
Réduction des pouces anglais en millimètres T. 1105, 1106
Réfrigérant condensateur 863
Refroidissement de la boulange 788
Refroidissoir (*bière*) 859
» (*moût*) 861
Règle de Simpson 115
Régulateurs 471, 702
» Buss 479
» Cosinus 479
» Farcot 477
» à force centrifuge ... 471
» de hauts-fourneaux. 909
» de locomotives 702
» Porter 476
Régulateur simple 482
» Watt 474
Remises à locomotives ... 691
» pour outils et voitures 1052
» à voitures de chemins de fer 692

Remplissage à l'arrière des voûtes 1004
» pour colle à papier (*ses substances*)..... 851
» des tenders..... 689
Rendement d'une chaudière 507
Rendements indiqués... T. 520
Renouvellement de l'air (*moyens pour*)..... 1046
Rentes..... 39
Renvideur mécanique.... 818
Répartition graphique des masses..... 629
» des masses..... 627, 629
Repous (*aires de*) 1039
Réservoirs à acide pour blanchiment du coton. 821
Réservoirs à chlore pour blanchiment du coton. 822
Réservoirs à eau chaude pour brassage..... 857
» à eau pour fabrication de la bière..... 857
» à eau froide pour distillerie 864
» à saccharification de la pomme de terre. 862
» de vapeurs..... 512
Résidu de distillerie..... 864
Résistance (*moment de*) 267 T. 290
» (*solides d'égale*)..... T. 276
» (*coefficients de*)..... T. 254
» des briques..... T. 964
» au cisaillement..... 265
» d'un convoi en mouvement 703
» à l'écoulement en tuyaux..... 195
» à des efforts composés 311
» des fils à la rupture. T. 253
» au flambage..... 262
» à la flexion ..... 266 T. 283
» (*module de*)..... 267 T. 290
» des matériaux 245
» » » à des efforts composés..... 311
» au perçage des tôles 266
» des plaques..... 314
» et longueur des trains 607
» des rails..... 296
» des ressorts..... 317
» au roulement..... 139
Résistance au travail.... 250
Résolution des triangles rectilignes..... 44
Résolution des triangles sphériques..... 47
Ressorts ..... 317 T. 320
» 715
» (*leurs résistances*).. 317
» composés..... 318
» enroulés de flexion. 320
» de flexion..... 317
» de suspension de locomotive..... 709
» simples..... T. 317
» de torsion..... 321
» de wagons..... 705
Résultante des forces ... 119
Retour d'eau pour distillation de betteraves..... 868
Retrait linéaire des pièces fondues 924
Révolution (*aire d'une surface de*)..... 115
Richard (*appareil*)..... 541
Rider (*sa distribution*)... 540
Rittinge (*ventilateur*) 768
Rivets 381
» (*détermination de leur poids*)..... 1082
Rivières 201
Rivures..... 383
» de chaudières..... 384
» de gazomètres..... 386
Robert (*appareils d'évaporation de*)..... 868
Robinets..... 197
» de vidange..... 702
Robinson (*machine à laver de*)..... 821
Roches argileuses..... 957
» d'augite..... 956
» calcaires..... 957
» granitoïdes..... 955
» ignées..... 955
» et terres naturelles. 955
» porphyroïdes..... 955
» schisteuses cristallines 956
» de sédiment..... 957
» silicieuses..... 957
» tachytiques..... 956
Rondelles Belleville..... T. 323

Root (*ventilateurs ou machines soufflantes de*) 770
T. 771
Rotation d'un corps..... 162
Roues..... 407, 717
» dentées..... 420, 426
T. 427
» d'angle..... 429
» coniques..... 429
» elliptiques..... 433
» élévatoires pour pâte à papier..... 851
» d'engrenage pour meules à moudre... 787
» excentriques..... 436
» de friction..... 408
» hydrauliques..... 489
» à laver..... 811
» » le coton..... 821
» brevetées de Morgan 589
» motrices de locomotives..... 705
» à palettes ou à aubes. 588
» à rochets..... 435
» de wagons..... 716
Rouissage..... 806
» à l'eau..... 806
» » chaude..... 806
» à la méthode mixte. 806
Roulante..... 108
Rouleaux tendeurs..... 411
Roulement (*résistance au*) 139
Roulettes..... 108
Rupture (*coefficients de*). T. 254
» (*travail de*)..... 245
» des fils..... T. 253

S

Sabiot de pieu..... 992
Saccharification (*cuve de*). 858
Saccharimètre (*degrés du*) T. 1122
Salle de pressage des betteraves..... 865
Santorine (*maçonnerie de*) 962
Sapin blanc..... 966
Sas (*remplissage et vidange*)..... 188
Sasseurs centrifuges..... 795
Satinage du papier..... 851
Saturateurs Kindler..... 867
Saturation Jelineck..... 867
Sautage à la poudre..... 641
Savary (*son théorème*).... 109
Scala de Withworth..... 388
Scellement des chaudières 1050
Shiele (*tourillons*),..... 137, 138
Schistes micacés..... 956
Schœnherr (*métier à tisser le drap*)..... 841
Schützenbach (*sa macération*)..... 866
Schwelder (*poutres de*) 349 T. 1088
» (*dômes de*)..... 362
Scieries..... 752
» à mouvement alternatif..... 752
» verticales..... 752
Scie à chantourner..... 754
Scies circulaires..... 751, 753
» » à bois pour fabrication du papier. 852
(*machines à affûter les*)..... 751
» à métaux..... 754
» à placage..... 753
» à ruban..... 754
Séchage (*aire de*) pour malt 855
Séchage artificiel du bois 965
» naturel du bois..... 965
» du drap..... 842
» de la laine..... 832
Second étirage de l'étoupe 809
» » du lin..... 808
Sections annulaires (*leurs moments d'inertie*)..... 305
Sections circulaires (*leurs moments d'inertie*).. 306
» coniques..... 84
» d'égale résistance... 288
» transversales avantageuses pour canaux 205
Secteurs..... T. 30
Secteur (*centre de gravité*) 129
» sphérique..... 113, 131
Segments..... T. 30
» (*centre de gravité*).. 129
» de sphère..... 113, 132
» sphériques (*moment d'inertie*)..... 167
Sellers (*accouplement de*). 404
Séries..... 35
» arithmétiques..... 36
» cyclométriques..... 38
» exponentielles..... 37

Séries goniométriques... 38
» logarithmiques..... 37
» de Taylor et de Mac-Laurin..... 55
Serres..... 1052
Siemens (*fourneaux régénérateurs*)..... 937
Sifflet à vapeur..... 702
Signaux des chemins de fer 730
Silos..... 780
Simpson (*règle de*)..... 115
Sinus..... T. 24
Smith (*frein*)..... 721
Solides (*leur densité*). T. 1112, 1114
» (*leur dilatation*)..... 225
» d'égale résistance... T. 276
Solives pour planchers (*leurs supports*)..... 1037
Solivure des bâtiments... 1034
Solutions de sucre à diverses contenances (*poids spécifiques*)..... T. 1121
Sommes de séries..... 37
Sommiers de solivure... 1036
Sonde pointue..... 987
Sonnettes à déclic..... 993
» à tiraudes..... 993
» à vapeur Nasmyth.. 993
Soudures..... 380 T. 381
Souffleries Bessemer..... 214, 929
Souffleur..... 702
Soupapes (*écoulement*).... 198
» à flotteur pour pâte à papier..... 851
» pour pompes..... 761
» de sûreté..... 219, 514, 701
Sous-poutres ou sommiers de solivure..... 1036
Soutènement (*murs de*).. 366
Sphère..... 106, 113
» (*volume*)..... 113
» en fonte (*poids*)..... T. 1076
Spiegeleisen..... 927
Spirale d'Archimède..... 97
» hyperbolique..... 98
» logarithmique..... 99
Stabilité des cheminées.. 511
» des culées..... 376
» des murs de soutènement..... 368
Stalles d'écuries..... 1056
Stations d'alimentation.. 689
Statique des constructions 325
Stéphenson (*coulisse de*).. 536
Stéréométrie..... 112
Stuc blanc ou plâtre fin ou luisant..... 959, 1007
Substances principales (*leur poids atomique et composition de leurs combinaisons les plus usuelles*)..... T. 1109, 1111
Substances de remplissage pour colle à papier 851
Sucre (*sa fabrication*).... 864
Sucres..... T. 1121
Sulfate de chaux..... 959
» » » anhydre..... 959
Sulzer (*ventilateurs*)... T. 772, 773
» (*pompes centrifuges*) T. 764
Superstructure de la voie 649
Supports des solives pour planchers..... 1037
Surcharges..... T. 338
Surfaces..... T. 112
» des cercles..... T. 1
» du 2e degré..... 105
» de chauffe..... 506 T. 509
» » des locomotives..... 695
» des courbes..... 104
» élastique..... 266
» de la grille..... 508 T. 509
» de la grille pour locomotives..... 695
» planes (*centre de gravité*)..... 129
» de révolution..... 107, 130
» » (*son aire*).. 115
» de segments..... T. 30
Syénite..... 955
Système articulé elliptique 444
» » Evan..... 445

T

T (*fers à*)..... T. 299
Tabacs (*granges à*)..... 1054
Tables à étaler..... 807
» physiques et chimiques..... 1109
» trigonométriques... 25
Talus d'une voie..... 633

Tambour cribleur pour chiffons 847
» pour machine à carder 814
» cribleur pour malt.. 856
Tamis cylindriques pour pâte à papier 853
Tampons de cornues..... 875
Tan (*moulins à*)..... 804
Tangentes..... T. 26
» (*équation de la*)..... 79
» de la parabole..... 91
Tarare..... 781
» à crible pour malt.. 856
Taylor (*séries de*)..... 55
Technologie..... 779
» des métiers agricoles 854
Teillage..... 806
Teiller (*machines à*)..... 806
Teinture du coton 844
» du drap..... 846
» des pièces d'étoffe.. 846
» des fils de laine..... 845
» à l'indigo..... 846
» de la laine..... 845
» » libre ou en flocons..... 845
» des tissus..... 844
Télégraphie à l'intérieur des habitations..... 1049
Températures de fusion.. T. 227
» des serres..... 1052
Temps d'écoulement..... 188
Tender..... 712
» (*sa résistance*),..... 703
Tendeurs (*rouleaux-*)..... 411
Tensions..... 246
Tension admissible..... 247
» » de la torsion.... 309
» dans les câbles..... 417
» spécifique de la vapeur d'eau..... 234
Terrain à bâtir (*examen du*) 987
» » » douteux ou dangereux..... 988
Terrains défavorables pour fondations..... 990
» sûrs pour bâtir..... 987
Terrassement de la voie. 640
Terres (poids)..... T. 1068, 70
Terres à briques..... 957
» cuite (*couvertures en*) 1023
Tête de cornue..... 875
Théorème de Bobillier... 108
» de Coriolis 161
» de Guldin..... 115
» de Savory..... 109
Théorie mécanique de la chaleur 235
Thermomètres..... 224
Thomas (*acier*)..... 932
Tiges de piston..... 443
» » » de locomotives 707
Tines (*volumes*) 114
Tirants pour combles en fer..... 1019
Tiroir (*distribution à 1*).. 534
» (» *à 2*).. 539
» de locomotives..... 707
Tischbein (*appareils d'évaporation de*)..... 863
Tissage..... 820
» du coton..... 820
» des draps..... 840
Tissus (*impression et teinture*)..... 844
Titrage des fils de laine cardée..... 839
Titrage du lin..... 811
Toile (*blanchiment de la*). 811
Toiles sans fin pour transport des grains..... 797
Toits..... 1009
» (*leurs charges*)..... 1009
» (*formes principales*). 1014
» ou combles en appentis..... 1015
» » » en croupe... 1015
» à plusieurs entraits. 1014
» ou combles en pavillon 1017
Toitures (*charges des*).... T. 1085
» en verre 1026
Tôles 974
» (*poids*)..... T. 1071
» (*couvertures en*)..... 1028
» embouties ..... 976 T. 977
» en fer noir..... 974
» ondulées..... 974 T. 975
» » (*modules de résistance*)..... T. 307
» » anglaises..... 1029
» striées..... 976
» de Trippstadt 1029
» de zinc..... 978
Tondeuses..... 842

Tondeuse longitudinale.. 842
» transversale..... 843
Tonnage des navires.... 549
» brut..... 560
Tonneaux (*leur contenance*) 114
» à eau chaude pour saccharification..... 861
» à vapeur pour distillation..... 860
Tordre (*machine à*)..... 821
Torsion..... 308
» (*angle de*)..... 310
» et flexion..... 314
» (*module de*)..... 246
Touraille..... 856
Tourbe..... 896
Tourillons..... 395
» (*frottement*)..... 135
» à boulet..... 399
» cannelés..... 399
» frontaux..... 395 T. 396
» intermédiaires..... 397
Tournant d'un moulin pour monder l'orge et le froment..... 799
Tours..... 747
» par minute..... T. 29
Tracé des gares..... 685
» des voiles..... 576
Traction (*résistance à la*) 252
» et flexion..... 312
» de la locomotive.... 704
» (*appareils de*)..... 717
Tractoire d'Huyghens.... 101
Trains (*leur vitesse*)..... 733
» (*résistance et longueur des*)..... 607
» de dessous d'un wagon..... 713
Tralles (*tableau pour les alcools*)..... T. 1124
Trauche neutre..... 266
Transformation des coordonnées..... 77
» du fer..... 925
Transmission..... 415
» de la chaleur..... 229, 232
» par cordes et câbles 415
» horizontale..... 416
» inclinée..... 419
Transport des terres..... 640, 643 T. 644, 645, 647
» horizontal (*moulins*) 796
Transport vertical..... 797
Transporteurs à fosse... 682
» sans fosse..... 682
» horizontal pour betteraves..... 865
Trapèze (*centre de gravité*) 128
Trass..... 936
» (*moulins à*)..... 804
Travail..... 148, 155, 157
» (*coefficients*)..... T. 256
» du bois (*machines pour*)..... 752
» d'une force..... 148
» d'un maçon..... 955
» des métaux (*machines outils*)..... 745
» de rupture..... 244
Travaux d'étude d'un projet de chemin de fer... 624
Travaux géométriques des voies..... 619
» préliminaires des chemins de fer..... 606, 617
» de terrassement de la voie..... 630
Traversées de voies..... 665
Traverses..... 659
Treillis..... 334
» (*efforts*)..... 338
» (*moments statiques*). 334
Trempis pour malt..... 855
Treuil..... 144
Triage des chiffons..... 847
Triangle (*centre de gravité*) 128
» (*moment d'inertie*).. 166
» articulé de Robert.. 446
Triangles obliquangles... T. 46
» rectangles..... 45
» rectilignes (*révolution*)..... 44 T. 46
» sphériques..... 47
» » (*centre de gravité*) 130
Trieur..... 782
Trigonométrie..... 40
Trottoirs..... 686
Trous d'homme de chaudières..... 513
Tubes calorifères en fer. 261
» » en laiton..... T. 261
» » 512
» de chaudières de locomotives..... T. 1075
» à feu..... 258

Tuf amphigénique..... 956
» trachitique..... 956
Tufs volcaniques..... 956
Tuiles..... 963 T. 1067
» (*couvertures en*)..... 1023
» en onglet..... 1024
Tunnels (*ventilation des*). 217
Turbines..... 494
» d'action..... 502
» centrifuges pour le sucre..... 869
» (*pivots des*)..... 495
» de réaction..... 499
Tuyaux (*débit*)..... T. 190
» (*épaisseurs*)..... T. 260
» à pression extérieure 258
» » » intérieure.... 253
» d'ascension pour cornues..... 875
» amenant le blé aux meules..... 787
» à brides et emboîtement pour gaz..... T. 888
» de cheminées... 1041 T. 1042
» conique..... 195
» en cuivre avec soudure..... T. 1075
» cylindriques (*leur épaisseur*)..... 253
» d'échappement..... 532
» de descente..... 1031
» » » des grains.... 797
» d'échappement pour locomotives..... 702
» en étain avec chemises en plomb..... T. 1076
» soudés en fer..... T. 1074
» en fer pour chauffage à l'eau chaude (*poids*)..... T. 1072
Tuyaux en fer pour chauffage à la vapeur (*poids*). T. 1072
Tuyaux en fer pour les eaux et le gaz (*poids*).. T. 1072
Tuyaux en fer (*leur épaisseur*)..... T. 261
Tuyaux en fer étirés (*poids*) T. 1072
» » » soudés (*poids*) T. 1073
» à feu..... 258
» en fonte (*leur épaisseur*)..... T. 261
» à gaz (*détermination de leurs diamètres*).. 881
Tuyaux à gaz dans les conduites privées (*dimensions*)..... T. 884
» à gaz dans les rues (*dimensions*)..... T. 882, 883
» d'introduction pour locomotive..... 702
» en laiton..... T. 1076
» » (*leur épaisseur*).. T. 261
» » plomb..... 978
» » » ..... T. 1076

U

U (*fers en*)..... T. 299
Unité de chaleur..... 235
Unités de lumière des différents pays (*leur comparaison*)..... 873
Unité de masse..... 148
» de travail..... 235

V

Vaquer (*machine à*)..... 869
Vaisseaux (*construction des*)..... 549
Valeurs des constructions 1061 T. 1065, 1066
» réciproques..... T. 1
» sous formes indéterminées..... 56
» usuelles..... T. 28
Valve dans un tuyau..... 198
Vannes (*écoulement*)..... 187
» dans un tuyau.. ... 197
Vapeurs (*poids spécifiques*) T. 1115
Vapeur (*conduites de*).... 532
» (*distribution de*)..... 533, 707
» saturée et surchauffée 234
» (*sa pression*)..... T. 1116
» utilisée..... 517
» (*pertes de*)..... 517
» d'eau..... 234, 238
» » (*écoulement*)..... 217
» » saturée. T. 242, 1117, 1118
Vaporisation (*degrés de*). 507
Vases sphériques (*résistance*)..... 259
Vent (*force motrice du*).. 220
» (*moulins à*)..... 221, 488

Vent (*pression du*)..... 1009
Vente des appareils à vapeur (*contraventions relatives*)..... 1125
Ventilateurs..... 765
» Rittinge..... 768
» de Root..... 770 T. 771
» Sulzer..... T. 772, 773
» aspirants ordinaires à parois convergentes 767
» » » à parois parallèles..... 767
Ventilateurs aspirants à parois convergentes.... 766
Ventilateurs aspirants à parois parallèles.... 766
» pour hauts-fourneaux..... 920 T. 920
» ordinaires à parois convergentes..... 767
» ordinaires à parois parallèles..... 767
Ventilateurs soufflants à parois convergentes. 765
» soufflants à parois parallèles..... 765
Ventilation artificielle.... 1046
» des bâtiments..... 1045
» naturelle..... 1046
» de tunnel..... 217
Vergues (*leurs diamètres*) 573
» (*leurs dimensions*).. T. 570 579,584
» (*leurs longueurs*).... 570
» (*position et dimensions*)..... 576
Vinasse ou résidu de distillerie..... 864
Vis..... 387
» (*frottement*)..... 446
» à filet carré..... 146
» (*pieds à*)..... 992
» à filet triangulaire.. 147
» sans fin de transport pour monlins..... 796
Vitesse..... 148
» aérolaire..... 154,169
» angulaire..... T. 29
» des bâtiments..... 603
» de l'eau dans les canaux..... 203
» de l'eau dans les rivières..... 203
Vitesse d'écoulement..... 177
» périphérique d'une meule..... 789
» de piston de machine à vapeur..... 519,530
» relative..... 159
» des trains..... 733
» virtuelle..... 125
Vitres (*plomb à*)..... 977
Vitrières ou barlotières en fer..... 1040
Voies..... 686
» normales..... 665
» ferrées..... 614
Voie (*assèchement de la*).. 631
» (*construction de la*). 630
» (*corps de la*)..... 630
» (*courbes de la*)..... 616
» (*fossés latéraux de la*) 632
» (*frais d'exploitation de la*)..... 612
» (*infrastructure ou travaux de terrassement*)..... 630
» (*largeur en couronne ou en crête*)..... 631
» (*murs en pierres sèches*)..... 640
» (*murs de soutènement*) 634,639
» (*pentes*)..... 616
» (*perrés*)..... 640
» (*plate-forme ou palier*)..... 630
» (*renseignements généraux*)..... 614
» talus..... 633
Voiles (*dessin des*)..... 566
» (*tracé des*)..... 576
Volant..... 462
Volants (*calculs graphiques*)..... 467
Volumes..... T. 112,115
» d'un corps de révolution..... 115
» des tonneaux..... 114
» de la vapeur d'eau.. 234
Voûtes..... 112,113,371,1000
» (*dépense en matériaux*)..... 1004
» (*enduit pour*)..... 1004
» (*formules empiriques pour leurs épaisseurs*) 1002

Voûtes d'arête ou croisées 1005
» en berceau ou cylindriques..... 1005
» en briques..... 1002
» de cheminées,..... 1005
» circulaires ou elliptiques (*épaisseur de la clef*)..... T. 1004
» cloisonnées (*croisées*) 114
» » ou en arc de cloître..... 1005
» en moellons d'appareil..... 1002
» à nappe ou à calotte (*calcul de leur épaisseur*)..... 1001
» à nappe ou en cul de four..... 1005
» en poterie creuse... 1005
» sphériques..... 1005
» surbaissées..... 114,375

W

Wagons..... 712
» (*chauffage et éclairage*)..... 734
» *règlements*)..... 723
Wagons (*leur résistance*). 703
» (*leur service*)..... 733
» à marchandises..... 722
Wagons poste..... 722
Wales (*compositions réfractaires de*)..... 892
Watt (*parallélogramme*).. 449
» (*régulateur*)..... 474
Wedgewood (*pyromètre de*)..... T. 225
Weisbach (*coefficient de frottement*)..... 192
Westinghouse (*frein*)..... 721
Whitwell (*appareil à air chaud*)..... 912
Whitworth (*scala*)..... T. 388
Woehler (*sa loi*)..... 250

Z

Zeuner (*diagramme*)..... 533
Zinc..... 978
» (*couvertures en*)..... 1030
» en feuilles (*poids*)... T. 1071
» en feuilles laminées (*poids* ..... T. 1071
Zone sphérique..... 113

$$\vartheta = K\frac{C}{\rho^{\frac{2}{3}}}$$

ϑ — température en moellons
C — Carbon en circulation
ρ — déplacement en mètres
$K = 2800$ (à la température)

J.L.V.
◁BIBLIOTECA▷
N 311

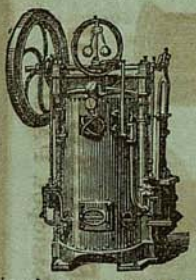
ANGERS, IMP. BURDIN ET Cie, RUE GARNIER, 4.

Maison **HERMANN-LACHAPELLE**

J. BOULET ✲ & CIE SUCCrs, INGÉNIEURS

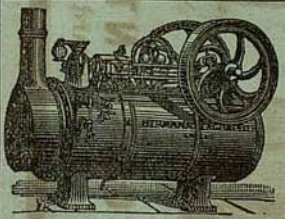
Paris — 31-33. rue Boinod, 31-33 — Paris

Croix de la Légion d'honneur en 1888
4 Médailles d'Or à l'Exposition universelle de 1889.



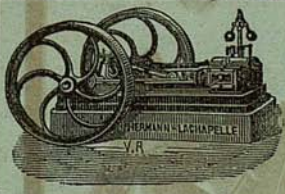
Machine à vapeur verticale. Chaudière à bouilleurs de **1** à **20** ch.

Force en ch.-vapeur nom.	Force en ch.-vapeur max.	Prix fr.	Piston Diamètre. mill.	Piston Course. mill.	Vitesse p. m
1	1 1/2	1.800	0.095	0.180	125
2	3	2.400	0.115	0.200	115
3	4 1/2	3.000	0.140	0.240	105
4	9	3.600	0.160	0.260	95
6	6	4.850	0.190	0.300	85
8	12	6.100	0.220	0.350	75
10	15	7.500	0.245	0.400	75
12	18	8.800	0.275	0.400	70
15	22	11.000	0.300	0.450	70
20	30	12.000	0.300	0.450	85



Locom. ou sur patins. Chaudière à retour de flamme de **4** à **50** chev.

4-5	6	4.200	0.140	0.230	175
6	8	5.000	0.160	0 250	160
8	11	6.100	0.175	0.270	150
10	14	6.900	0.195	0.285	140
12	16	7.800	0.210	0.300	130
15	21	9.300	0.230	0.330	120
20	26	10.400	0.250	0.360	110
25	32	12.250	0.280	0.380	100
30-32	40	14.500	0.300	0.420	95
40	55	18.500	0.330	0.450	90
50	70	22.000	0.350	0.500	85



Mach. horiz. fixe de **2** à **50** chev.

2-3	4	1.600	0.125	0.220	150
4	6	1.800	0.140	0.230	140
5	7	2.000	0.160	0.250	130
6	9	2.500	0.175	0.270	120
8	11	2.900	0.195	0.285	115
10	14	3.400	0.210	0.300	110
12	16	4.000	0.230	0.330	105
15	21	4.700	0.250	0.360	95
20	26	5.500	0.280	0.380	85
25	32	6.500	0.300	0.420	75
30-32	40	8.000	0.330	0.450	75
40	55	10.000	0.350	0.500	70



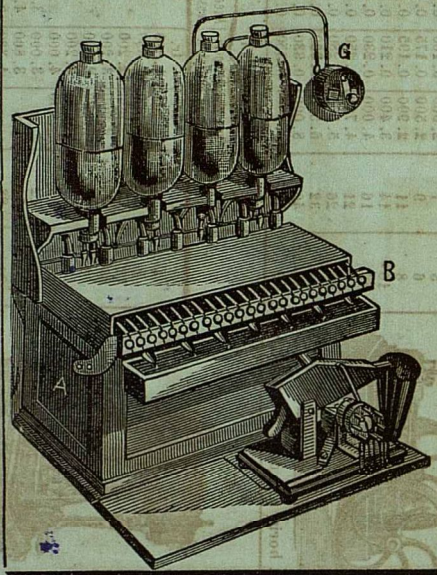
Machines verticales fixes, dites Machines à pilon de **4** à **200** ch.

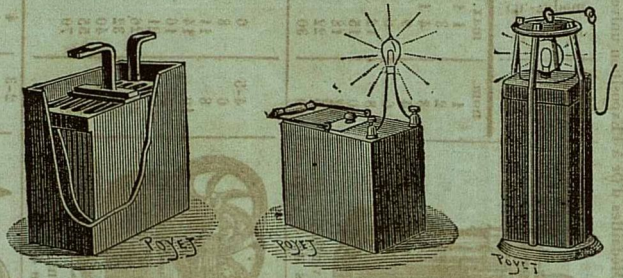
Force maxima	PRIX Sans régulateur.	PRIX avec régulateur	PRIX Avec condensation	VITESSE nombre de tours
	fr.	fr.	fr.	p. m
6	1.150	1.300	»	400
12	1.500	1.650	»	350
18	2.000	2.200	»	300
30	2.900	3.200	»	250
12	2.450	2.600	»	400
22	3.000	3.200	»	350
35	3.750	4.000	»	300
12	»	3.000	3.800	350
20	»	3.800	4.700	300
28	»	4.800	5.900	260
40	»	6.000	7.300	225
70	»	8.800	10.300	200
120	»	12.000	13.800	175
160	»	14.800	16.800	150
250	»	20.000	22.500	120

PILE PRIMAIRE POUR L'ÉCLAIRAGE DOMESTIQUE

ACCUMULATEURS SIMPLES, ACCUMULATEURS MULTIPLES & LAMPE DE MINEUR, Système POLLAK, Bté s. g. d. g.

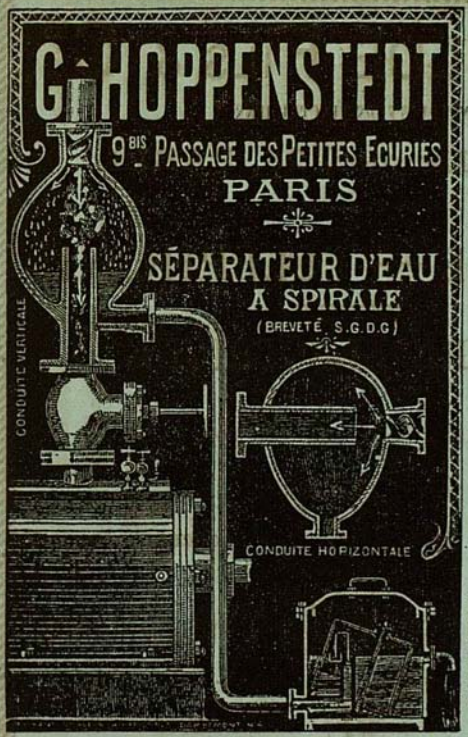
Médaille d'Argent à M. POLLAK, Exposition universelle 1889.
Médaille de Vermeil à MM. ROUSSEAU & POLLAK
Exposition internationale Paris 1890.

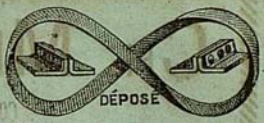




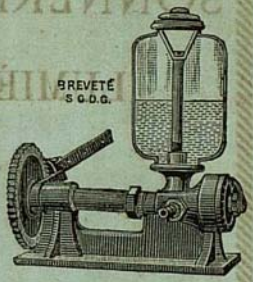
CONSTANT ROUSSEAU

113, boulevard Sébastopol, PARIS



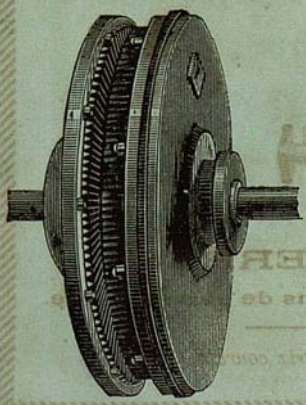


Courroies en coton, imprégnées, agglutinées et comprimées. Les plus solides et qui s'allongent le moins. Les plus souples. Grande adhérence; pas de glissement. Ne craignent pas l'humidité ni l'huile.



POMPE NOUVELLE A GRAISSER *les cylindres et tiroirs des machines* ainsi que toutes surfaces frottantes. *Très robuste,* facile à installer partout, à débit visible, pouvant se régler exactement en marche.

Prix unique pour toutes forces
85 francs net, à Paris.



EMBRAYAGES
ÉLASTIQUES ET DYNAMOMÉTRIQUES
SNYERS

BREVETÉS S. G. D. G. EN FRANCE ET A L'ÉTRANGER

Conviennent particulièrement pour les transmissions aux dynamos aux deux points de vue suivants :

a) absorbant les chocs et les vibrations, ils concourent à la fixité de la lumière;

b) transmettant à force constante, indépendamment des vitesses, ils maintiennent le voltage des dynamos au maximum réglé.

CH. MILDÉ FILS & CIE

CONSTRUCTEURS-ÉLECTRICIENS

26, rue Laugier, 26, PARIS

SONNERIE — TÉLÉPHONIE

LUMIÈRE ÉLECTRIQUE

ENTREPRENEURS

des secteurs

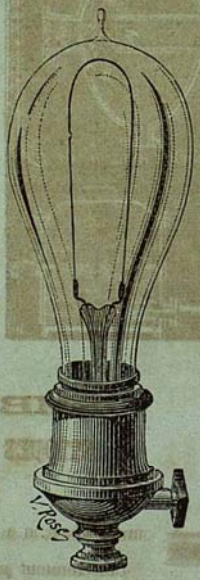
DE PARIS

et

de la Compagnie

L'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE

DU HAVRE



CONCESSIONNAIRES

du secteur

D'ÉCLAIRAGE ÉLECTRIQUE

des

CHAMPS-ÉLYSÉES

A PARIS

PARATONNERRES

à petites pointes et à rubans de cuivre rouge.

Envoi franco des Catalogues et Prix courants illustrés.

OTTO GEORGES

4, rue Boulle, 4

PARIS (Bastille)



Vanne.





Régulateur.

RÉGULATEURS A DÉTENTE
perfectionnés.
RÉGULATEURS TANGYE

ROBINETS-VANNES
à eau, gaz et vapeur.
ROBINETS EN TOUS GENRES
en bronze et en fonte.



Brosses fonderie.

BROSSES MÉTALLIQUES



Brosses à tubes.

POMPES ALIMENTAIRES
à vapeur et à courroie.
POMPE A MEMBRANE
(*Suppression du pulsomètre*)



Tarif envoyé franco sur demande.

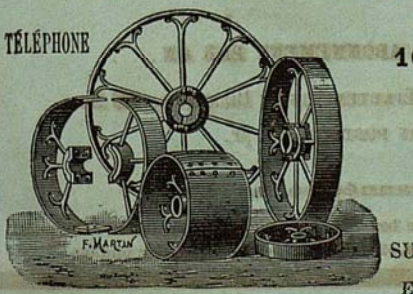
CONSTRUCTION SPÉCIALE DE

POULIES EN FER FORGÉ

A BRAS OLIVE, EN DEUX PIÈCES, ÉQUILIBRÉES
de 3 chevaux à 500 chevaux
SÉCURITÉ, SOLIDITÉ GARANTIE

M^AL BOURGUET

TÉLÉPHONE



SEUL CONSTRUCTEUR BREVETÉ
104, rue Oberkampf
PARIS

9 MÉDAILLES
dont une Paris 1889

ÉCONOMIE RÉELLE
SUR LES POULIES EN FONTE

Envoi des tarifs sur demande.

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET Cie, ÉDITEURS
PARIS, 15, rue des Saints-Pères. | LIÈGE, rue des Dominicains, 7.

NOUVELLES ANNALES
DE
LA CONSTRUCTION

PUBLICATION RAPIDE ET ÉCONOMIQUE
DES DOCUMENTS LES PLUS RÉCENTS ET LES PLUS INTÉRESSANTS
RELATIFS
A LA CONSTRUCTION FRANÇAISE ET ÉTRANGÈRE

RECUEIL MENSUEL FONDÉ PAR OPPERMANN

GÉRANT :
M. CH. BÉRANGER, Ingénieur civil des Mines.

1° Les documents publiés sont tous choisis parmi les sujets les plus pratiques, dans le but de former une collection encyclopédique utile à consulter même au bout de plusieurs années.
2° Les planches, d'un dessin très soigné, sont nombreuses, claires, cotées et contiennent tous les détails nécessaires à l'exécution.

PRIX DE L'ABONNEMENT PAR AN

PARIS, **15** fr. — DÉPARTEMENTS ET BELGIQUE, **18** fr.
UNION POSTALE, **20** fr.

Prix de l'année parue : 20 fr.

Chaque année parue forme un beau volume solidement cartonné, contenant 200 colonnes de texte et 50 à 60 planches montées sur onglets.

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, BAUDRY ET Cie, ÉDITEURS
PARIS, 15, rue des Saints-Pères. | **LIÈGE, rue des Dominicains, 7**

PORTEFEUILLE ÉCONOMIQUE
DES MACHINES
DE L'OUTILLAGE ET DU MATÉRIEL

RELATIFS A LA CONSTRUCTION
A L'INDUSTRIE, AUX CHEMINS DE FER, AUX ROUTES, AUX MINES
A LA NAVIGATION, A L'ÉLECTRICITÉ, ETC.

RECUEIL MENSUEL FONDÉ PAR OPPERMANN

GÉRANT :
M. CH. BÉRANGER, Ingénieur civil des Mines.

1° Les documents publiés sont tous choisis parmi les sujets les plus pratiques, dans le but de former une collection encyclopédique utile à consulter même au bout de plusieurs années.
2° Les planches, d'un dessin très soigné, sont nombreuses, claires, cotées et contiennent tous les détails nécessaires à l'exécution.

PRIX DE L'ABONNEMENT PAR AN

PARIS, **15** fr. — DÉPARTEMENTS ET BELGIQUE, **18** fr.
UNION POSTALE, **20** fr.

Prix de l'année parue : 20 fr.

Chaque année parue forme un beau volume solidement cartonné, contenant 200 colonnes de texte et 50 à 60 planches montées sur onglets.

GEOFFROY ET DELORE

INGÉNIEURS E. C. P.

CONSTRUCTEURS

DE

Fils et Câbles

POUR TOUTES LES APPLICATIONS DE L'ÉLECTRICITÉ

Télégraphie — Téléphonie

Lumière — Sonneries — Torpilles

Transport de force

Instruments de précision

Machines électriques, etc.

28, rue des Chasses, 28

CLICHY-LA-GARENNE (SEINE)