AGENDA DUNOD

1930

AUTOMOBILE

RUE BONAPARTE 92 - PARIS

Soudures Spéciales à Basse Température

MARQUES

"LAFFITTE"

"DELMAS"

"LIGOT"

"LACHÈZE"

PLAQUES ET POUDRES À SOUDER les fers et les Aciers

PLAQUES À BRASER les Scies à ruban

POUDRE À BRASER Supérieure au borax

BRASURE COMPLÈTE s'employant sans borax

"BANKALINE" Soudure d'Etain en pâte

BAGUETTE À BRASER Plus fusible que le laiton

"UNIFONTE" Pâte à braser la fonte

"FONTOGÈNE" Baguette d'apport pour fonte

"SUPERFLUX" Décapant pour tous métaux

TREMPE ET CÉMENT à feu ouvert

FER À SOUDER à Gaz

"ZÈCA" Soudure pour Aluminium

SOCIÉTÉ DES PLAQUES ET POUDRES A SOUDER

SOCIÉTÉ ANONYME - CAPITAL: 3.000.000 DE FRCS

102, AVENUE PARMENTIER - PARIS

 Index commercial, page A 69.

Réglage et essais des moteurs à explosion

Préparation pour essais. — Terminé à l'atelier de montage, le moteur est transporté au laboratoire d'essais, et c'est après vérification de tous ses organes que l'on va procéder à la mise en route dans des conditions se rapprochant autant que possible des conditions normales d'utilisation. De nombreuses mesures vont être effectuées et la comparaison des résultats avec ceux obtenus sur des moteurs antérieurs, ou sur des moteurs concurrents, va être un guide sûr pour les modifications à effectuer.

Montage sur le banc d'essai. — Le montage peut se faire soit sur un banc fixe (Froude, Ranzi, dynamodynamomètre, etc.), soit sur un banc balance.

Pour les essais de moteurs automobiles, les freins permettant une variation de la charge sans arrêt du moteur sont à utiliser de préférence aux autres. Pour les mêmes raisons, ils sont très appréciés dans les essais de moteurs d'aviation prototypes; seuls les essais de durée doivent obligatoirement avoir lieu au banc balance et hélice (et non au moulinet), l'hélice ayant l'avantage de faire travailler la butée du vilebrequin dans les mêmes conditions qu'en vol.

Montage sur banc fixe. — Le moteur monté sur banc fixe devra être centré parfaitement par rapport au rotor du dynamomètre d'absorption. Le centrage devra être vérifié dans deux plans perpendiculaires.

Pour cette opération on s'aidera d'un trusquin, on déterminera ainsi d'une façon précise à hauteur d'axe du vilebrequin par rapport à l'axe du rotor.

Les bâtis supports de moteur sont généralement réglables par vis, dans le cas de bâti fixe on utilisera des cales d'épaisseur. Pour le centrage dans le plan vertical on utilisera le trusquin et les plateaux d'accouplement.

Un mauvais centrage occasionne des vibrations qui dans un essai prolongé peuvent amener des ruptures des pièces importantes (carters, vilebrequins).

(*Voir la suite page* 4.)

Index commercial, page A 6 .

Malgré toutes les précautions prises pour assurer un bon centrage des erreurs peuvent subsister : l'effet en est atténué par l'emploi d'accouplements élastiques (accouplement à courroie, à flector, Raffard). Les accouplements par manchon rigide sont à rejeter.

Dans le cas de l'accouplement à courroie, les effets répétés du couple moteur ont pour effet de produire un allongement de la courroie (cuir, balata, poil de chameau).

Installation type d'une salle d'essai. — A la tête un directeur technique entièrement responsable de l'affaire au point de vue production et ayant directement sous ses ordres trois grands services qui sont :

1° Service des études et essais;

2° Service des essais mécaniques (résistance des matériaux et traitement thermique;

3° Service fabrication.

Nous remarquons que l'essai des moteurs de série est soustrait à l'influence du chef de fabrication et placé sous l'autorité du directeur technique. Cette disposition donne de bons résultats et est à conserver chaque fois qu'il est possible.

Les essais de série constituant un contrôle permanent de la fabrication pour assurer son efficacité, il est indispensable d'en faire un organisme indépendant du chef de fabrication [1].

---

[1] *Réglage et essais des Moteurs à explosion*, par R. LAMY, Dunod, éditeur, Paris.

Etude comparée des deux types de moteurs

Dans le moteur à deux temps, l'aspiration des gaz frais et l'échappement des gaz brûlés doivent être effectués dans un temps très court et cela constitue une différence fondamentale avec le moteur à quatre temps dans lequel ces [illegible] pendant une course de piston. En conséquence :

(*Voir la suite page* 6.)

Index commercial, page A 69.

1° L'introduction du mélange gazeux doit nécessairement être assuré au moyen de pompes indépendantes du cylindre moteur; c'est ce qu'on exprime généralement en disant que le moteur à deux temps est un moteur à aspiration forcée;

2° Les orifices d'admission et d'échappement doivent être relativement plus grands que dans les moteurs à quatre temps, puisque le temps pendant lequel ils sont découverts est beaucoup plus court.

Mais cette dernière condition d'avoir des orifices plus grands montre que l'assimilation que nous avons faite entre l'avance à l'ouverture d'échappement et le retard à la fermeture d'aspiration du moteur à quatre temps et l'ouverture de la lumière d'échappement provoquée par le déplacement du piston dans le cas du moteur à deux temps n'est pas absolument rigoureuse, l'ouverture des soupapes dans le premier cas et de la lumière dans le second cas ne sont pas de dimensions comparables et l'influence de la lumière réagit plus profondément sur le diagramme pratique que nous ne l'avons supposé pour la commodité du raisonnement (1).

(1) *Les Moteurs à deux temps*, par L. VENTOU-DUCLAUX, 4e édition, revue et augmentée par G. LIENHARD, Dunod, éditeur, Paris.

Index commercial, page A 69.

AUTOMOBILE

—

1930

AGENDAS DUNOD

Assurances, par Pierre Véron et F. Pourcheiroux.
Automobile, par G. Lienhard.
Banque, par H. Dufayel.
Bâtiment, par E. Aucamus, revu par Ph. Rousseau.
Béton armé, par V. Forestier.
Chemins de fer, par P. Place.
Chimie, par E. Javet.
Commerce, par G. Le Mercier, revu par E. Rachinel.
Construction Mécanique, par J. Izart.
Électricité, par L.-D. Fourcault.
Métallurgie, par A. Roux.
Mines. — *Prospection et exploitation.* — *Préparation mécanique*, par J. Roux-Brahic.
Physique Industrielle, par J. Izart.
Travaux publics, par E. Aucamus, revu par Ph. Rousseau
Vente et Publicité, par E. Rachinel et M. Buisson.

Prix de chaque volume relié pégamoïd : **17** *fr.*

AUTOMOBILE

PAR

GABRIEL LIENHARD
Ingénieur, ancien élève de l'École Polytechnique

A L'USAGE DES

Constructeurs d'automobiles et d'aéroplanes
Ingénieurs et Chefs d'ateliers

18e édition

1930

PARIS

92, RUE BONAPARTE (VI)

Les **Agendas Dunod** offrent, dans leurs pages d'annonces, le moyen de diffusion le plus puissant des procédés, machines ou fournitures utilisés par l'industrie à laquelle chacun d'eux s'adresse spécialement.

Tout industriel et commerçant disposant d'un budget de propagande, ou prévoyant une campagne d'annonces doit s'adresser au **Service de publicité** des **Agendas Dunod.**

JANVIER

Les jours croissent de 1 heure 3 minutes

P. Q. le 8, à 3 h. 11 m.
P. L. le 14, à 22 h. 21 m.
D. Q. le 21, à 16 h. 7 m.
N. L. le 29, à 19 h. 7 m.

1	M	*Circoncision*
2	J	S. Basile
3	V	Se Geneviève
4	S	S. Rigobert
5	D	Se Amélie
6	L	*Epiphanie*
7	M	Se Mélanie
8	M	S. Lucien
9	J	S. Marcellin
10	V	S. Paul erm.
11	S	S. Théodose
12	D	S. Arcade
13	L	*Bapt. de N.-S.*
14	M	S. Hilaire
15	M	S. Maur
16	J	S. Marcel
17	V	S. Antoine
18	S	Se Prisca
19	D	S. Sulpice
20	L	S. Sébastien
21	M	Se Agnès
22	M	S. Vincent
23	J	S. Raymond
24	V	S. Babylas
25	S	Conv. s. Paul
26	D	Se Victorine
27	L	S. Julien
28	M	S. Charlem.
29	M	S. Fr. de S.
30	J	Se Bathilde
31	V	Se Marcelle

FÉVRIER

Les jours croissent de 1 heure 30 minutes

P. Q. le 6, à 17 h. 26 m.
P. L. le 13, à 8 h. 39 m.
D. Q. le 20, à 8 h. 44 m.
N. L. le 28, à 13 h. 33 m.

1	S	S. Ignace
2	D	*Purification*
3	L	S. Blaise
4	M	S. Gilbert
5	M	Se Agathe
6	J	Se Dorothée
7	V	S. Moïse
8	S	Se Irma
9	D	Se Apolline
10	L	Se Scholastiq
11	M	S. Adolphe
12	M	Se Eulalie
13	J	S. Enogat
14	V	S. Valentin
15	S	S. Faustin
16	D	*Septuagésime*
17	L	Se Luce
18	M	S. Siméon
19	M	S. Gabin
20	J	S. Sylv.
21	V	S. Pépin
22	S	Se Isabelle
23	D	*Sexagésime*
24	L	S. Mathias
25	M	S. Léandre
26	M	S. Nestor
27	J	Se Honorine
28	V	S. Romain

MARS

Les jours croissent de 1 heure 48 minutes

P. Q. le 8, à 4 h. 0 m.
P. L. le 14, à 18 h. 58 m.
D. Q. le 22, à 3 h. 13 m.
N. L. le 30, à 5 h. 46 m.

1	S	S. Eudoxie
2	D	*Quinquagés.*
3	L	S. Marin
4	M	*Mardi-Gras*
5	M	*Cendres*
6	J	Se Colette
7	V	S. Thomas A.
8	S	Se Véronique
9	D	*Quadragés.*
10	L	S. Doctrové
11	M	S. Euloge
12	M	S. Marius Q.-T.
13	J	Se Euphrasie
14	V	Se Ma hilde
15	S	S. Zacharie
16	D	*Reminiscere*
17	L	S. Patrice
18	M	S. Alexandre
19	M	S. Joseph
20	J	S. Joachim
21	V	Se Clémence
22	S	Se Léa
23	D	*Oculi*
24	L	S. Timothée
25	M	*Annonciation*
26	M	S. Emmanuel
27	J	*Mi-Carême*
28	V	S. Gontran
29	S	S. Eustache
30	D	*Lætare*
31	L	Se Cornélie

AVRIL

Les jours croissent de 1 heure 39 minutes

P. Q. le 6, à 11 h. 25 m.
P. L. le 13, à 5 h. 49 m.
D. Q. le 20, à 22 h. 9 m.
N. L. le 28, à 19 h. 8 m.

1	M	S. Hugues
2	M	S. François P.
3	J	Sᵉ Irène
4	V	S. Isidore
5	S	S. Vincent F.
6	D	*Passion*
7	L	S. Clotaire
8	M	S. Albert
9	M	Sᵉ Marie Eg.
10	J	S. Fulbert
11	V	S. Léon
12	S	S. Jules
13	D	*Rameaux*
14	L	S. Tiburce
15	M	Sᵉ Anastasie
16	M	Sᵉ Odette
17	J	S. Anicet
18	V	*Vend.-Saint*
19	S	S. Socrate
20	D	**Pâques**
21	L	FÉRIÉ
22	M	Sᵉ Léonide
23	M	S. Georges
24	J	S. Gaston
25	V	S. Marc
26	S	S. Clet
27	D	*Quasimodo*
28	L	S. Aimé
29	M	S. Robert
30	M	S. Eutrope

MAI

Les jours croissent de 1 heure 17 minutes

P. Q. le 5, à 16 h. 53 m.
P. L. le 12, à 17 h. 29 m.
D. Q. le 20, à 16 h. 22 m.
N. L. le 28, à 5 h. 37 m.

1	J	SS. J. et P.
2	V	S. Athanase
3	S	*Inv. sᵉ Croix*
4	D	Sᵉ Pélagie
5	L	S. Pie V
6	M	S. Jean P.-L.
7	M	S. Stanislas
8	J	Sᵉ Félicie
9	V	S. Grégoire N.
10	S	S. Antonin
11	D	*Fête J. d'Arc*
12	L	S. Achille
13	M	S. Servais
14	M	S. Boniface
15	J	Sᵉ Denise
16	V	S. Honoré
17	S	S. Pascal
18	D	Sᵉ Juliette
19	L	S. Yves
20	M	S. Bernardin
21	M	Sᵉ Gisèle
22	J	Sᵉ Julie
23	V	S. Didier.
24	S	Sᵉ Angèle
25	D	S. Urbain
26	L	*Rogations*
27	M	S. Ildevert
28	M	S. Olivier
29	J	**Ascension**
30	V	S. Ferdinand
31	S	Sᵉ Pétronille

JUIN

Les jours croissent de 12 minutes

P. Q. le 3, à 21 h. 56 m.
P. L. le 11, à 6 h. 12 m.
D. Q. le 19, à 9 h. 0 m.
N. L. le 26, à 13 h. 47 m.

1	D	S. Fortuné
2	L	Sᵉ Émilie
3	M	Sᵉ Clotilde
4	M	Sᵉ Emma
5	J	Sᵉ Yvonne
6	V	Sᵉ Zénaïde
7	S	S. Lié
8	D	**Pentecôte**
9	L	FÉRIÉ
10	M	S. Edgard
11	M	S. Barn. Q.-T.
12	J	S. Guy
13	V	S. Ant. de P.
14	S	S. Rufin
15	D	*Trinité*
16	L	Sᵉ Aline
17	M	S. Avit
18	M	S. Florentin
19	J	*Fête-Dieu*
20	V	S. Silvère
21	S	S. Méen
22	D	S. Alban
23	L	S. Alice
24	M	*N. de s. J.-B.*
25	M	S. Guillaume
26	J	S. David
27	V	S. Crescent
28	S	S. Irénée
29	D	SS. Pier. et P.
30	L	Sᵉ Emilienne

JUILLET

Les jours diminuent de 57 minutes

P. Q. le 3, à 4h. 3m.
P. L. le 10, à 20h. 1m.
D. Q. le 18, à 23h. 29m.
N. L. le 25, à 20h. 42m.

1	M	S. Martial
2	M	*Visitat. N.-D.*
3	J	S. Anatole
4	V	Se Berthe
5	S	Se Zoé
6	D	S. Dominique
7	L	Se Aubierge
8	M	Se Virginie
9	M	Se Blanche
10	J	Se Félicite
11	V	S. Norbert
12	S	S. Gualbert
13	D	S. Eugene
14	L	*Fête Nation.*
15	M	S. Henri
16	M	S. Hélier
17	J	S. Alexis
18	V	S. Camille
19	S	S. V. de Paul
20	D	Se Marguer.
21	L	S. Victor
22	M	Se Marie-M.
23	M	Se Valentine
24	J	S. Christophe
25	V	S. Jacques
26	S	Se Anne
27	D	Se Nathalie
28	L	S. Samson
29	M	Se Marthe
30	M	S. Abdon
31	J	S. Germain

AOUT

Les jours diminuent de 1 heure 36 minutes

P. Q. le 1, à 12h. 26m.
P. L. le 9, à 10h. 58m.
D. Q. le 17, à 11h. 31m.
N. L. le 24, à 3h. 37m.
P. Q. le 30, à 23h. 57m.

1	V	S. Pierre ès L.
2	S	S. Alphonse
3	D	S. Geoffroy
4	L	S. Dominiq.
5	M	S. Abel
6	M	*Transf. J.-C.*
7	J	S. Gaëtan
8	V	S. Justin
9	S	S. Amour
10	D	S. Laurent
11	L	Se Suzanne
12	M	Se Claire
13	M	S. Hippolyte
14	J	S. Eusèbe
15	V	**Assomption**
16	S	S. Armel
17	D	S. Elise
18	L	Se Hélène
19	M	S. Flavien
20	M	S. Bernard
21	J	Se Jeanne
22	V	S. Symphor.
23	S	S. Sidonie
24	D	S. Barthél.
25	L	S. Louis, roi
26	M	S. Zéphyrin
27	M	S. Armand
28	J	S. Augustin
29	V	S. Médéric
30	S	Se Rose
31	D	S. Aristide

SEPTEMBRE

Les jours diminuent de 1 heure 43 minutes

P. L. le 8, à 2h. 48m.
D. Q. le 15, à 21h. 13m.
N. L. le 22, à 11h. 42m.
P. Q. le 29, à 14h. 58m.

1	L	S. Leu
2	M	S. Lazare
3	M	S. Grégoire
4	J	Se Rosalie
5	V	S. Bertin
6	S	S. Onésip.
7	D	Se Reine
8	L	*Nat. de N.-D.*
9	M	S. Omer
10	M	Se Pulchérie
11	J	S. Hyacinthe
12	V	Se Perpétue
13	S	S. Maurille
14	D	*Exalt. de Cr.*
15	L	S. Nicomède
16	M	Se Edith
17	M	S. Lamb. Q.-T.
18	J	Se Sophie
19	V	S. Gustave
20	S	S. Eustache
21	D	S. Matthieu
22	L	S. Maurice
23	M	S. Lin
24	M	S. Andoche
25	J	S. Firmin
26	V	Se Justine
27	S	S. Damien
28	D	S. Wenceslas
29	L	S. Michel
30	M	S. Jérôme

OCTOBRE

Les jours diminuent de 1 heure 44 minutes

P. L. le 7, à 18 h. 56 m.
D. Q. le 15, à 5 h. 12 m.
N. L. le 21, à 21 h. 48 m.
P. Q. le 29, à 9 h. 22 m.

1	M	S. Rémi
2	J	SS. Anges
3	V	S^e Fauste
4	S	S. Franç. d'A.
5	D	S^e Enimie
6	L	S. Bruno
7	M	S. Auguste
8	M	S. Laurence
9	J	S. Denis
10	V	S. Florent
11	S	S. Quirin
12	D	S. Wilfrid
13	L	S. Édouard
14	M	S. Géraud
15	M	S^e Thérèse
16	J	S. Bertrand
17	V	S^e Hedwige
18	S	S. Luc, év.
19	D	S^e Laure
20	L	S. Aurélien
21	M	S^e Ursule
22	M	S. Médoran
23	J	S. Hilarion
24	V	S. Magloire
25	S	S. Crépin
26	D	S. Evariste
27	L	S^e Antoinette
28	M	S^e Simone
29	M	S. Donat
30	J	S. Arsène
31	V	S^e Lucile

NOVEMBRE

Les jours diminuent de 1 heure 18 minutes

P. L. le 6, à 10 h. 28 m.
D. Q. le 13, à 12 h. 27 m.
N. L. le 20, à 10 h. 21 m.
P. Q. le 28, à 6 h. 18 m.

1	S	**Toussaint**
2	D	*Morts*
3	L	S. Hubert
4	M	S. Charles
5	M	S^e Sylvie
6	J	S. Léonard
7	V	S. Ernest
8	S	S. Godfroy
9	D	S. Mathurin
10	L	S. Juste
11	M	*Fête Victoire*
12	M	S. René, év.
13	J	S. Brice
14	V	S. Amand
15	S	S^e Eugénie
16	D	S. Edme
17	L	S. Agnan
18	M	S. Eudes
19	M	S^e Élisabeth
20	J	S. Edmond
21	V	*Prés. de N.-D.*
22	S	S^e Cécile
23	D	S. Clément
24	L	S^e Flora
25	M	S^e Catherine
26	M	S^e Delphine
27	J	S. Séverin
28	V	S. Sosthène
29	S	S. Saturnin
30	D	*Avent*

DÉCEMBRE

Les jours diminuent de 16 minutes

P. L. le 6, à 0 h. 40 m.
D. Q. le 12, à 20 h. 7 m.
N. L. le 20, à 1 h. 24 m.
P. Q. le 28, à 3 h. 59 m.

1	L	S. Eloi
2	M	S^e Aurélie
3	M	S. Attale
4	J	S^e Barbe
5	V	S. Sabas
6	S	S. Nicolas
7	D	S. Ambroise
8	L	*Imm. Conc.*
9	M	S^e Léocadie
10	M	S^e Valérie
11	J	S. Daniel
12	V	S^e Constance
13	S	S^e Lucie
14	D	S. Nicaise
15	L	S. Mesmin
16	M	S^e Adélaïde
17	M	S^e Olymp. Q.-T.
18	J	S. Gatien
19	V	S. Timoléon
20	S	S. Philogone
21	D	S. Thomas
22	L	S. Honorat
23	M	S^e Victoire
24	M	S. Irmine
25	J	**Noël**
26	V	S. Étienne
27	S	S. Jean, ap.
28	D	SS. Innocents
29	L	S^e Éléonore
30	M	S. Roger
31	M	S. Sylvestre

PRÉFACE

Nous nous sommes efforcé de rassembler, dans cet ouvrage, tout ce qui peut être nécessaire ou utile à l'établissement d'un moteur ou d'un automobile à essence, sans avoir recours à un autre formulaire.

Aux tables et aux formules de mathématiques et de mécanique générale, nous avons ajouté les formules et les données recueillies ou établies par nous-même, et un grand nombre de renseignements concernant l'électricité, la chimie, la résistance de l'air, les bateaux, etc.

Pour en faciliter l'usage, nous avons apporté un soin particulier à l'indication des unités à choisir pour la résolution des formules et cité des exemples d'application chaque fois qu'il nous a semblé utile.

Dans cette nouvelle édition nous avons complété par des données nouvelles tout ce que l'expérience des derniers mois, en France et à l'étranger, nous a permis de rassembler ; soit qu'il s'agisse de la détermination des organes de la voiture et du moteur, soit qu'il s'agisse des matières dont ils sont fabriqués.

Nous nous sommes attachés à rendre la présentation de l'ouvrage aussi attrayante que possible, particulièrement en groupant les renseignements se rattachant à un même ordre d'idées. Nous espérons ainsi avoir rendu son utilisation aussi pratique et rapide que possible.

Malgré tous nos soins, nous n'avons pas la prétention d'avoir fait une œuvre parfaite, et nous prions nos lecteurs de bien vouloir nous signaler les lacunes qu'ils pourront y rencontrer, afin que chacun profite du savoir de tous.

TABLE DES MATIÈRES

Formulaire pour l'étude et la construction des moteurs et des automobiles à pétrole.

Données et mesures diverses.

Renseignements divers.

Algèbre.

Géométrie.

Surfaces et diverses relations géométriques.

Courbes usuelles.

Surfaces.

Volumes et surfaces.

Pages.

Trigonométrie.

Centres de gravité.

Physique.

Unités mécaniques et unités électro-magnétiques et électriques.

Unités C. G. S. (centimètre, gramme, seconde).

Voir pages XVIII à XXII des tables et formules usuelles.

Tables.

Chaleur.

Vapeur d'eau.

Dynamique.

Machines simples.

Frottement.

Moments d'inertie.

Chimie.

Résistance des matériaux.

Matériaux de construction des automobiles.

Boulons, écrous.

Clavettes.

Divers.

Engrenages.

Paliers.

Organes de la voiture automobile.

Le moteur.

Embrayages.

Changements de vitesse.

Transmission.

Différentiels.

Freins.

Ressorts de suspension.

Direction.

Mesure au frein des moteurs.

Résistance à l'avancement.

LÉGISLATION DU TRAVAIL

Généralités.

Législation spéciale.

INDEX ALPHABÉTIQUE

R

S

T

U

V

TABLES ET FORMULES USUELLES

BIBLIOGRAPHIE

Principaux ouvrages sur l'**Automobile** parus en France d'avril 1928 à avril 1929 [1]. (*Prix sous réserve de variations.*)

(Voir aussi le catalogue page XXXIII de l'appendice.)

L'éclairage et le démarrage électrique des automobiles. R. BARDIN. In-8° de 66 pages avec 38 figures..... 8 fr.

L'équipement électrique des voitures automobiles. — *Allumage.* — *Eclairage.* — *Démarrage.* P. PRÉVOST. 2e édition. In-16 de VIII-240 pages avec 70 figures. Relié, 44 fr. Broché..... 28 fr.

Pour l'automobiliste. R. MONTLAHUC. In-16 de 136 pages avec dessins. Broché..... 8 fr.

Manuel du mécanicien automobiliste. M. DUBŒUF. In-16 de 336 pages avec 310 figures. Cartonné..... 19 fr.

Organisation et fonctionnement des véhicules automobiles. P. PRÉVOST, 2e édition. 2 volumes in-8°, ensemble 1.012 pages avec 711 figures. Brochés..... 84 fr.

Le code de la route. Guide pratique de l'automobiliste. J. AMBLARD, 2e édition. In-16 de 328 pages. Broché..... 20 fr.

Le régime fiscal des automobiles en France. J. DE LANGRE. In-8° de 296 pages. Broché..... 30 fr.

L'automobile à la portée de tous. H.-M. ASTRUC. *Tome I.* — 1er *degré*, 50e édition. In-16 de 476 pages avec figures. Relié toile, 18 fr. — *Tome II.* 2e *degré*, 19e édition. In-16, 346 pages avec figures. Relié toile..... 18 fr.

Le mécanicien d'automobile. R. BARDIN. 3e édition. In-8° de 72 pages. Broché..... 8 fr.

Les engrenages. *Calcul. Rendement. Exécution. Applications à l'automobile.* R. MIGNÉE. In-8° de IV-286 pages. Relié, 65 fr. Broché..... 56 fr.

Articles sur l'**Automobile** parus dans *La Technique Moderne* d'avril 1928 à avril 1929.

Les accessoires de l'automobile et les motocyclettes en 1928 C. MARTINOT-LAGARDE. In-4° de 7 pages avec 31 figures (*Technique Moderne*, 1929, n° 11)..... 8 fr.

[1] L'ordre adopté est l'ordre chronologique d'apparition.

AUTOMOBILE

FORMULAIRE POUR L'ÉTUDE ET LA CONSTRUCTION DES MOTEURS ET DES AUTOMOBILES

CYLINDRÉES EN LITRES

D = diamètres en millimètres ; C = courses en millimètres

C = de 50 à 135

D	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.	l.
50	0,098	0,108	0,118	0,128	0,137	0,147	0,157	0,167	0,177	0,187	0,196	0,206						
55	.....	0,130	0,142	0,154	0,166	0,178	0,190	0,202	0,214	0,226	0,238	0,249	0,261					
60	.....	.....	0,170	0,184	0,198	0,212	0,226	0,240	0,254	0,269	0,283	0,297	0,311	0,325	0,339			
65	.....	.....	.....	0,216	0,232	0,249	0,265	0,282	0,298	0,315	0,332	0,348	0,365	0,381	0,398	0,414	0,431	

C = de 70 à 160

	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	160
70	0,269	0,288	0,308	0,327	0,346	0,366	0,385	0,404	0,423	0,442	0,462	0,481	0,500	0,519	0,539			
75	.....	0,330	0,352	0,375	0,397	0,420	0,442	0,464	0,486	0,508	0,530	0,552	0,574	0,596	0,618	0,641	0,663	
80	.....	.....	0,402	0,427	0,452	0,478	0,503	0,528	0,553	0,577	0,603	0,628	0,653	0,678	0,704	0,729	0,754	0,80
85	.....	.....	.....	0,482	0,511	0,539	0,567	0,596	0,624	0,652	0,681	0,709	0,738	0,766	0,794	0,823	0,851	0,91
90	.....	.....	.....	.....	0,573	0,604	0,636	0,668	0,700	0,732	0,763	0,795	0,827	0,859	0,891	0,922	0,954	1,02
95	.....	.....	.....	.....	.....	0,673	0,709	0,744	0,780	0,815	0,851	0,886	0,921	0,957	0,992	1,022	1,063	1,13
100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	0,785	0,824	0,864	0,903	0,942	0,982	1,021	1,060	1,100	1,139	1,178	1,26

C = de 105 à 230

	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	160	170	180	190	200	210	220	230
105	0,91	0,95	1,00	1,04	1,08	1,13	1,17	1,21	1,26	1,30	1,39	1,47	1,56	1,65	1,73	1,82		
110	.....	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24	1,28	1,33	1,38	1,43	1,52	1,62	1,71	1,81	1,90	2,00	2,09	
115	.....	.....	1,19	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,51	1,56	1,66	1,77	1,87	1,97	2,08	2,18	2,28	2,38

D	C = de 120 à 250																
	120	125	130	135	140	145	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
120	1,36	1,41	1,47	1,53	1,58	1,64	1,70	1,81	1,92	2,04	2,15	2,26	2,38	2,49	2,60	2,71	
125	....	1,53	1,60	1,66	1,72	1,78	1,83	1,96	2,09	2,21	2,33	2,45	2,58	2,70	2,82	2,95	3,07
130	....	....	1,73	1,79	1,86	1,92	2,00	2,12	2,26	2,39	2,52	2,65	2,79	2,92	3,05	3,19	3,32
135	....	....	1,86	1,93	2,00	2,08	2,15	2,29	2,43	2,58	2,72	2,86	3,01	3,15	3,29	3,44	3,58
140	....	....	....	2,08	2,15	2,23	2,31	2,46	2,62	2,77	2,92	3,08	3,23	3,39	3,54	3,69	3,85
145	....	....	....	2,23	2,31	2,39	2,48	2,64	2,81	2,97	3,14	3,30	3,47	3,63	3,80	3,96	4,13
150	....	....	....	....	2,47	2,56	2,65	2,83	3,00	3,18	3,36	3,53	3,71	3,89	4,06	4,24	4,42
155	....	....	....	....	2,64	2,74	2,83	3,02	3,21	3,40	3,59	3,77	3,96	4,15	4,34	4,53	4,72
160	....	....	....	....	2,80	2,91	3,01	3,22	3,42	3,62	3,82	4,02	4,22	4,42	4,62	4,83	5,03
165	....	....	....	....	....	3,10	3,21	3,42	3,63	3,85	4,06	4,28	4,50	4,70	4,92	5,13	5,35
170	....	....	....	....	....	3,29	3,40	3,63	3,86	4,09	4,31	4,54	4,77	4,99	5,22	5,45	5,67
175	....	....	....	....	....	3,49	3,61	3,85	4,09	4,33	4,57	4,81	5,05	5,29	5,53	5,77	6,01
180	....	....	....	....	....	3,69	3,82	4,07	4,33	4,58	4,83	5,09	5,34	5,60	5,85	6,11	6,36
185	....	....	....	....	....	....	....	4,30	4,57	4,84	5,11	5,38	5,64	5,91	6,18	6,45	6,72
190	....	....	....	....	....	....	....	4,54	4,82	5,10	5,39	5,67	5,95	6,24	6,52	6,80	7,09
195	....	....	....	....	....	....	....	4,78	5,08	5,38	5,67	5,97	6,27	6,57	6,87	7,17	7,47
200	....	....	....	....	....	....	....	5,03	5,34	5,65	5,97	6,28	6,60	6,91	7,23	7,54	7,85
205	....	....	....	....	....	....	....	5,28	5,61	5,94	6,27	6,60	6,93	7,26	7,59	7,92	8,25
210	....	....	....	....	....	....	....	5,54	5,89	6,23	6,58	6,93	7,27	7,62	7,97	8,31	8,66
215	....	....	....	....	....	....	....	5,81	6,17	6,53	6,90	7,26	7,62	7,99	8,35	8,71	9,07
220	....	....	....	....	....	....	....	6,08	6,46	6,84	7,22	7,60	7,98	8,36	8,74	9,12	9,56
225	....	....	....	....	....	....	....	....	6,76	7,16	7,55	7,95	8,35	8,75	9,14	9,54	9,94
230	....	....	....	....	....	....	....	....	7,06	7,48	7,89	8,31	8,73	9,14	9,56	9,97	10,39
235	....	....	....	....	....	....	....	....	....	7,81	8,24	8,67	9,11	9,54	9,98	10,41	10,84
240	....	....	....	....	....	....	....	....	....	8,14	8,60	9,05	9,50	9,95	10,40	10,86	11,31
245	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	8,96	9,43	9,90	10,37	10,84	11,31	11,79
250	....	....	....	....	....	....	....	....	....	....	9,33	9,82	10,31	10,80	11,29	11,78	12,27

TABLEAU DES VITESSES CIRCONFÉRENTIELLES

Vitesses mètres-minute	4	6	8	10	12	14	16
Diamètres en m/m	Révolutions par minute						
1	1273	1910	2546	3180	3820	4460	5100
2	637	955	1274	1590	1910	2230	2550
3	425	637	850	1062	1270	1490	1700
4	319	478	638	796	956	1120	1275
6	212	318	424	530	638	742	848
8	159	239	318	398	478	558	636
10	127	191	254	318	382	446	503
12	106	159	212	265	318	371	424
14	91	136	182	227	273	318	364
16	80	120	160	200	239	278	320
18	71	106	142	178	212	247	284
20	64	96	128	160	191	223	256
24	53	79	106	133	159	186	212
28	45,5	68	91	114	136	159	182
32	39,8	60	79,6	99,5	120	140	159
36	35,4	53	71	88,5	106	124	142
40	31,9	48	63,6	79	96	112	127
45	28,3	42	56,6	71	85	99,2	113
50	25,5	38	51	63,5	76,4	89,2	102
55	23,2	34	46,4	58	69,5	81	93
60	21,2	32	42,4	53	63,8	74,2	85
65	19,7	29,5	39,4	49	59	69	78
70	18,2	27	36,4	45,5	54,7	63,8	73
75	17	25,6	34	42,4	51	60	68
80	16	24	32	40	47,8	55,8	64
90	14,1	21	28,2	35,2	42,5	49,5	56,4
100	12,7	19	25,4	31,8	38,2	44,6	50,8
115	11	16,5	22	28	33,2	38,7	44,3
120	10,6	16	21,2	26,5	31,8	37,1	42,4
125	10,2	15,2	20,4	25,4	30,6	35,6	40,8
140	9,1	13,6	18,2	22,7	27,3	31,8	36,4
150	8,5	12,8	17	21,2	25,4	30	34
160	8	12	16	20	23,9	27,8	32
175	7,3	11,2	14,6	18,2	21,8	25,6	29,2
180	7,1	10,6	14,2	17,8	21,2	24,7	28,4
200	6,4	9,6	12,8	16	19,1	22,3	25,6
225	5,7	8,6	11,4	14,3	17	19,8	23
250	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4
275	4,85	7	9,3	11,6	13,9	16,2	18,6
300	4,25	6,4	8,5	10,6	12,7	14,9	17
325	3,92	5,9	7,8	9,85	11,8	13,7	15,7
350	4,64	5,6	7,28	9,1	10,9	12,8	14,6
375	3,4	5,1	6,8	8,5	10,2	11,9	13,6
400	3,19	4,7	6,3	7,9	9,6	11,2	12,6
450	2,83	4,3	5,6	7,1	8,5	9,9	11,3
500	2,55	3,8	5,1	6,35	7,6	8,9	10,2

TABLEAU DES VITESSES CIRCONFÉRENTIELLES

Vitesses mètres minute	18	20	22	26	30	35	40
Diamètres en m/m	Révolutions par minute						
1	5740	6376	7000	8280	9550	11150	12730
2	2870	3188	3500	4140	4780	5580	6370
3	1910	2120	2340	2760	3190	3720	4250
4	1435	1594	1750	2070	2390	2790	3190
6	955	1060	1166	1378	1590	1856	2120
8	718	797	875	1034	1193	1391	1590
10	574	638	698	825	952	1114	1270
12	477	530	583	689	795	928	1060
14	410	455	500	591	682	797	910
16	358	398	440	520	600	700	800
18	318	354	390	461	532	621	710
20	287	319	352	416	480	558	640
24	238	265	291	344	397	464	530
28	205	227	250	296	342	398	455
32	180	200	219	259	299	348	398
36	159	177	195	235	277	310	354
40	144	159	175	207	238	278	318
45	128	142	155	183	211	247	283
50	115	127	140	166	192	223	255
55	104	116	127	150	183	203	232
60	95,5	106	117	138	159	186	212
65	89	98,5	108	128	147	171	196
70	82	91	100	118	136	169,5	182
75	76,4	84,8	92,6	112	128	148	172
80	71,8	80	88	104	120	140	160
90	63,7	71	77,4	91	105	123,4	141
100	57,4	64	70	83	96	111	127
115	50	55,6	61	72	83,5	96,5	110
120	47,7	53	58,4	69	80	93	106
125	46	51	56	66	76	89	102
140	41	45,5	50	60	69	79,6	91
150	38,2	42,4	46,8	56	64	74	86
160	35,8	40	44	52	60	70	80
175	32,8	36,4	40,4	48	55,2	64	72
180	31,8	35,4	39	46	53	62	71
200	28,7	32	35,2	41,6	48	56	64
225	25,5	28,3	31,6	37,3	43	50	57
250	22,9	25,5	28	33	38	44,6	51
275	20,8	23	25,6	30	35	40,7	47
300	19,1	21,2	23,4	28	32	37	43
325	17,6	19,6	21,6	25,5	29,4	34	39
350	16,4	18,2	20,2	24	27,6	32	36
375	15,3	17	18,7	22	25,4	30	34
400	14,4	16	17,3	20,5	23,7	28	32
450	12,8	14,2	15,6	18,4	21,2	25	28
500	11,5	12,7	14	16,6	19,1	22	26

VITESSES ANGULAIRES

Relation liant la vitesse angulaire ω (en radians par seconde) à n (nombre de tours par minute).

La vitesse angulaire ω est le nombre de radians décrits par seconde.

Si N est le nombre de tours par minute; la relation liant ces deux quantités est

$$\omega = \frac{\pi N}{30}, \quad \text{ou} \quad \omega = \backsim \frac{N}{10}, \quad N = 10\omega$$

(exacts à 5 0/0 près).

Si n est le nombre de tours par seconde

$$n = \frac{N}{60},$$

$$\omega = 2\pi n, \qquad n = \backsim 0{,}16\omega.$$

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de ω en fonction de n de 1 à 100 tours par seconde.

n	ω	n	ω	n	ω	n	ω	n	ω
1	6,28	21	131,9	41	257,6	61	383,3	81	508,9
2	12,57	22	138,2	42	263,9	62	389,6	82	515,2
3	18,85	23	144,5	43	270,2	63	395,8	83	521,5
4	25,13	24	150,8	44	276,5	64	402,1	84	527,8
5	31,42	25	157,1	45	282,7	65	408,4	85	534,1
6	37,70	26	163,4	46	289,0	66	414,7	86	540,4
7	43,98	27	169,6	47	295,3	67	421,0	87	546,6
8	50,27	28	175,9	48	301,6	68	427,3	88	552,9
9	56,55	29	182,2	49	307,9	69	433,5	89	559,2
10	62,83	30	188,5	50	314,2	70	439,8	90	565,5
11	69,12	31	194,8	51	320,4	71	446,1	91	571,8
12	75,40	32	201,1	52	326,7	72	452,4	92	578,0
13	81,68	33	207,3	53	333,0	73	458,7	93	584,3
14	87,96	34	213,6	54	339,3	74	465,0	94	590,6
15	94,25	35	219,9	55	345,6	75	471,2	95	596,9
16	100,53	36	226,2	56	351,9	76	477,5	96	603,2
17	106,8	37	232,5	57	358,1	77	483,8	97	609,5
18	113,1	38	238,8	58	364,4	78	490,1	98	615,8
19	119,4	39	245,0	59	370,7	79	496,4	99	622,0
20	125,7	40	251,3	60	377,0	80	502,7	100	628,3

TABLEAU DE CONVERSION DE FRACTIONS DE POUCE EN MILLIMÈTRES

FRACTIONS DE POUCE	MILLIMÈTRES	FRACTIONS DE POUCE	MILLIMÈTRES
$\frac{1}{32}$	0,8	$\frac{17}{32}$	13,5
$\frac{1}{16}$	1,16	$\frac{9}{16}$	14,3
$\frac{3}{32}$	2,4	$\frac{19}{32}$	15,1
$\frac{1}{8}$	3,2	$\frac{5}{8}$	15,9
$\frac{5}{32}$	4,0	$\frac{21}{32}$	16,7
$\frac{3}{16}$	4,8	$\frac{11}{16}$	17,5
$\frac{7}{32}$	5.6	$\frac{23}{32}$	18,3
$\frac{1}{4}$	6,4	$\frac{3}{4}$	19,1
$\frac{9}{32}$	7,1	$\frac{25}{32}$	19,8
$\frac{5}{16}$	7,9	$\frac{13}{16}$	20,6
$\frac{11}{32}$	8,7	$\frac{27}{32}$	21,4
$\frac{3}{8}$	9,5	$\frac{7}{8}$	22,2
$\frac{13}{32}$	10,3	$\frac{29}{32}$	23,0
$\frac{7}{16}$	11,1	$\frac{15}{16}$	23,8
$\frac{15}{32}$	11,9	$\frac{31}{32}$	24,6
$\frac{1}{2}$	12,7	1"	25,4

CONVERSIONS DES MESURES ANGLAISES

Mesures de longueur, de superficie, de capacité et de poids.

(Voir annexe page XXIV.)

CONVERSION DE MESURES ANGLAISES PARTICULIÈRES

Pressions spécifiques.

1 *Ton* per square inch.....	1,575	kg. par mm².
« per square foot.....	1,0937	kg. par cm².
« per id.	805	millim. de mercure.
circular inch.....	2	kg. par mm².
1 *pound* per square inch.....	0,0703	kg. par cm².
	51,7	millim. de mercure.
per square foot.....	4,88	kg. par m².
	0,36	millim. de mercure
per circular foot.....	0,62	gr. par cm².
per square yard.....	0,0542	kg. par cm².
per circular inch.....	0,09	kg. par cm².
1 *grain* par pouce carré.....	0,021	kg. par cm².
1 *pouce de mercure*.....	0,0345	kg. par cm².
1 *hundredweight* per square inch.	7,57	kg. par cm².
id. per square foot.	54,7	gr. par cm²
1 *pound* per foot.....	1,488	kg. par mètre.
per inch.....	0,178	kg. par centimètre.
per cubic yard.....	0,593	kg. par m³.
per cubic foot.....	0,016	kg. par litre.
per cubic inch.....	27,680	gr. par cm³.
per gallon.....	0,1	kg. par litre.
per bushel.....	1,247	kg. par hectolitre.
1 *grain* per cubic inch.....	0,004	gr. par cm³.
per cubic foot.....	2,27	kg. par m³
per gallon.....	14,25	millig. par litre.
1 *ounce* per gallon.....	6,26	gr. par litre.
1 *cubic foot* per ton.....	0,028	m³ par tonne.
per pound.....	0,0624	m³ par kg.
1 *ton* per foot.....	3.333	kg. par mètre.
per cubic yard.....	1.329	kg. par m³.

Puissance et travail.

1. *Horse Power* =	1,014	cheval-vapeur.
	273.740	kilogrammètres par heure.
	76,04	— par seconde.
	646	calories.
	746	watt-heure.
	10,69	calories par minute.

1 *foot pound*.....		0,13825	kilogrammètre
		0,000326	calorie.
id.	par seconde.....	1,3565	watt.
		0,001843	cheval.
		8,3	kgm par minute.
id.	par minute.....	0,0023	kgm par seconde.
		0,0226	watt.
id.	par mile.....	0,086	kgm. par kilomètre
	inch.....	0,055	kgm. par centimètre.
	calorie anglaise.	0,555	kgm. par calorie.
	cubic foot.....	4,94	kgm. par m³.
	square inch....	0,021	kgm. par cm².
1 *foot-grain*.....		1,97	gramm : centimètre.
		1938	ergs.

Débits.

1 *pied cube* par minute.....	470	cm³ par seconde.
1 *yard cube* »	0,765	m³ par minute.
1 *Gallon* par mile.....	2,8	lit. par kilomètre.
pied carré.....	49	lit. par m².
1 *cubic yard* par yard.....	0,836	m³ par mètre.
acre.....	1,9	m³ par hectare.
1000 *gallons par acre*.....	11,23	m³ par hectare.
n miles au gallon.....	$\frac{282}{n}$	aux 100 kilomètres.

Vitesses.

1 *foot* par seconde.....	0,30479	m : seconde.
id.	18,30	m. par minute.
id.	1,10	kilomètre par heure.
par minute.....	5	mm. par seconde.
Mile par heure.....	26,82	m. par minute.
id.	1,6093	kilomètre à l'heure.
par minute.....	26,82	m. par seconde.
par seconde.....	0,447	m. par seconde.

Moments.

Pied-tonne.....	310	mètre-kg.
Pouce-tonne.....	25,8	mètre-kg.
Pied-livre.....	0,1382	mètre-kg.
Pouce-livre.....	0,0115	mètre-kg.

Chaleur.

Thermal Unit. (B. T. U).....	0,252	calorie.
	107	kilogrammètres.
par minute.....	151	calories par heure.
per cubic foot.....	8,90	calories par m^3.
per square foot.....	2,70	calories par m^2.
per square foot et par degré Fahr.	4,86	cal. par m^2 et deg. cent.
per pound.....	0,557	cal. par kg.
Pound-centigrade unit.....	0,453	calorie.
	193,64	kilogrammètres.
par minute.....	31,647	watts.

Formules de transformation des degrés Fahrenheit et centigrades.
Notations : C, Celsius ou centigrades ; F, Fahrenheit ; R, Réaumur.

$$F = \frac{9}{5} C + 32 \qquad F = \frac{9}{4} R + 32$$

$$C = (F - 32) \frac{5}{9} \qquad R = (F - 32) \frac{4}{9}$$

POIDS DES BARRES CARRÉES, RONDES ET HEXAGONALES

(Fer : Densité = 7.8).

Epaisseur en m/m	Poids par mètre linéaire			Epaisseur en m/m	Poids par mètre linéaire		
	▢	⬡	○		▢	⬡	○
5	0,194	0,169	0,153	46	16,462	14,273	12,923
6	0,280	0,243	0,220	48	17,925	15,541	14,071
7	0,381	0,331	0,299	50	19,450	16,863	15,268
8	0,498	0,432	0,391	52	21,037	18,239	16,514
9	0,630	0,546	0,495	54	22,686	19,669	17,809
10	0,778	0,675	0,611	56	24,389	21,153	19,152
11	0,941	0,816	0,739	58	26,172	22,691	20,545
12	1,120	0,917	0,879	60	28,008	24,283	21,986
13	1,315	1,140	1,032	62	29,906	25,929	23,476
14	1,525	1,322	1,197	64	31,867	27,629	25,016
15	1,751	1,518	1,374	66	33,890	29,382	26,603
16	1,992	1,727	1,563	68	35,975	31,190	28,240
17	2,248	1,949	1,765	70	38,122	33,052	29,926
18	2,521	2,185	1,979	72	40,332	34,967	31,660
19	2,809	2,435	2,205	74	42,603	36,937	33,444
20	3,112	2,698	2,443	76	44,937	38,961	35,276
21	3,431	2,975	2,693	78	47,334	41,038	37,157
22	3,766	3,265	2,956	80	49,792	43,171	39,087
23	4,116	3,568	3,231	85	56,210	48,735	44,125
24	4,481	3,885	3,518	90	63,018	54,637	49,469
25	4,863	4,216	3,817	95	70,214	60,876	55,118
26	5,259	4,560	4,129	100	77,800	67,453	61,073
27	5,672	4,917	4,452	105	85,775	74,367	67,333
28	6,100	5,288	4,788	110	94,138	81,618	73,898
29	6,543	5,673	5,136	115	102,891	89,207	80,769
30	7,002	6,071	5,497	120	112,032	97,133	87,945
32	7,967	6,907	6,254	125	121,563	105,397	95,425
34	8,994	7,798	7,060	130	131,482	113,998	103,213
36	10,083	8,742	7,915	135	141,791	122,936	111,304
38	11,234	9,740	8,819	140	152,488	132,211	119,703
40	12,448	10,792	9,772	145	163,575	141,824	128,406
42	13,724	11,899	10,773	150	175,050	151,774	137,414
44	15,062	13,059	11,824	155	186,915	162,061	146,728

POIDS des BARRES CARRÉES, RONDES et HEXAGONALES (*Suite*)

Epaisseur en m/m	Poids par mètre linéaire			Epaisseur en m/m	Poids par mètre linéaire		
	▨	⬡	◯		▨	⬡	◯
160	199,168	172,686	156,347	260	525,928	456,011	412,853
165	211,811	183,648	166,270	265	546,351	473,719	428,885
170	224,842	194,947	176,500	270	567,162	491,764	445,222
175	238,263	206,583	187,034	275	588,363	510,145	461,863
180	252,072	218,557	197,877	280	609,952	528,866	478,812
185	266,271	230,868	209,022	285	631,931	547,923	496,065
190	280,858	243,517	220,474	290	654,298	567,318	513,624
195	295,835	256,502	232,220	295	677,055	587,049	531,488
200	311,200	269,825	244,292	300	700,200	607,108	549,657
205	326,955	283,486	256,660	305	723,735	627,515	568,112
210	343,098	297,483	269,332	310	747,658	648,258	586,912
215	359,631	311,818	282,310	315	771,971	669,339	605,995
220	376,552	326,490	295,593	320	796,672	690,757	625,388
225	393,863	341,500	309,182	325	821,763	712,513	645,072
230	411,562	356,847	323,076	330	847,242	734,606	665,085
235	429,561	372,531	337,075	335	873,111	757,036	685,391
240	448,128	388,552	351,780	340	899,368	779,803	706,006
245	466,995	404,911	366,591	345	926,015	802,908	726,922
250	486,250	421,607	381,716	350	953, 50	826,350	748,144
255	505,895	438,640	397,128				

Remarque. — Les épaisseurs indiquées pour les barres carrées et hexagonales correspondent au diamètre du cercle inscrit. Le poids d'une barre hexagonale égale 0,8238, soit 5/6 à peu près, de celui d'une barre ronde dont le diamètre correspond au diamètre extérieur de la barre hexagonale envisagée.

Pour l'acier laminé, les valeurs indiquées ci-dessus sont à multiplier par				1,008
— le cuivre	—	—	—	1,141
— le bronze	—	—	—	1,103
— le zinc	—	—	—	0,923
— le plomb	—	—	—	1,458
— le laiton	—	—	—	1,096

TUBES D'ACIER, Section Standard de l'Aéronautique.

D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)	D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)	D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)
4	3	8,59	0.042	24	12	15269	2.646	38	26	79925	4.704
					16	13070	1.960		30	62597	3.333
6	4	51,05	0.122		18	11134	1.543		34	36257	1.764
					20	8432,30	1.078				
					22	4787	0.563	40	24	109390	6.273
8	5	170,38	0.238						28	95495	4.998
	6	137,44	0.171	25	14	17290	2.628		32	74196	3.528
									36	43217	1.862
									37	33674	1.415
10	6	427,25	0.352	26	16	19215	1.960				
	8	289,81	0.220		20	14578	1.078	44	30	144230	6.346
					24	6145,80	0.612		36	101538	3.920
12	8	816,82	0.490						40	58321	2.058
	10	527,01	0.269	28	20	22319	2.352		41	45276	1.562
					22	18673	1.837				
					26	7740,10	0.661	45	40	75629	2.603
14	10	1394,90	0.588								
	12	867,87	0.318	30	20	31907	3.063	48	30	220820	8.601
					24	23476	1.984		40	134920	4.312
16	10	2726,30	0.955		28	9589,30	0.710		44	76596	2.254
	12	2199,20	0.686						45	59288	1.709
	14	1331,30	0.367	32	24	35186	2.744				
					26	29051	2.131	50	30	267040	9.801
18	10	4465,80	1.372		28	21300	1.470		38	204450	6.469
	12	4137,10	1.102		30	11712	0.759		40	181240	5.513
	14	3267,30	0.784						46	87013	2.352
	16	1936,10	0.416	34	26	43166	2.940		47	67265	1.782
					30	25837	1.568				
20	10	7363,10	1.837					55	45	247900	6.125
	12	6836	1.568	35	25	54487	3.675		50	142390	3.216
	14	5968,10	1.249						52	90272	1.966
	16	4637	0.882	36	22	70951	4.974		53	61860	1.323
	18	2701	0.465		24	66165	4.410				
					28	52279	3.136	60	45	434890	9.648
22	10	11008	2.352		30	42688	2.425		50	329380	6.738
	16	8282,10	1.396		32	30977	1.666		55	187000	3.522
	20	3645,10	0.514		34	16851	0.857		57	118010	2.150

TUBES D'ACIER (*Suite*)

D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)	D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)	D	d	Moment d'inertie	Poids au mètre courant (Kgs)
65	50	569470	10.567	80	60	1375500	17.153	110	90	3966300	24.504
	55	427070	7.351		70	832040	9.189		100	2278200	12.864
	60	240080	3.828		77	285060	2.885				
	62	150910	2.334								
				85	65	1686200	18.378	120	100	5270100	26.954
70	55	729440	11.486		70	1384900	14.243		110	2991900	14.090
	60	542420	7.963		75	1009240	9.801				
	65	302350	4.135								
	67	189430	2.517	95	75	2445100	20.828	140	100	13949000	58.810
					85	1436900	11.027		120	8678700	31.859
75	60	917010	12.405								
	65	676920	8.576	100	80	2898200	22.054				
	70	374580	4.444		90	1688200	11.639	160	120	21992000	68.612
	72	233990	2.701		94	1076350	7.130		140	13313000	36.756

Poids des boulons et rivets.

Utiliser la table des poids des fers ronds, pages 39-40. Ajouter respectivement à la longueur de la tige prise entre la tête et l'écrou ou entre les deux têtes de rivets :

Pour boulons à tête hexagonale avec écrou	5-6	fois le diamètre de la tige		
— carrée	—	7	—	—
Pour deux têtes de rivets	—	2,5-3	—	—

Poids de 100 têtes de rivets de :

Diamètre de la tige en millimètres	10	12	14	16	18	20	22	24	26
Poids en kilogrammes	0,44	0,86	1,27	1,80	2,57	3,52	4,74	6,06	7,73

ÉQUIVALENTS DES DIFFÉRENTES JAUGES POUR FILS EN M/M

Jauge de Paris de 1857.

N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m
P.15	0.15	P.2	0.42	10	1.5	22	5.4
P.14	0.16	P.1	0.46	11	1.6	23	5.9
P.13	0.17	P.	0.50	12	1.8	24	6.4
P.12	0.18	1	0.60	13	2	25	7
P.11	0.20	2	0.70	14	2.2	26	7.6
P.10	0.22	3	0.80	15	2.4	27	8.2
P.9	0.23	4	0.90	16	2.7	28	8.8
P.8	0.25	5	1. »	17	3	29	9.4
P.7	0.27	6	1.10	18	3.4	30	10
P.6	0.28	7	1.20	19	3.9		
P.5	0.30	8	1.30	20	4.4		
P.4	0.34	9	1.40	21	4.9		

Jauge française pour fils galvanisés.

N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m	N°	Diamètre m/m
1	0.6	7	1.2	13	2	19	3.9
2	0.7	8	1.3	14	2.2	20	4.4
3	0.8	9	1.4	15	2.4	21	4.9
4	0.9	10	1.5	16	2.7	22	5.4
5	1	11	1.6	17	3	23	5.9
6	1.1	12	1.8	18	3.4		

POIDS EN KILOGRAMMES DE 1.000 MÈTRES DE FIL

Densité $\frac{\text{Fer}}{7,75}$, $\frac{\text{Acier}}{7,95}$, $\frac{\text{Cuivre}}{8,80}$, $\frac{\text{Laiton}}{8,44}$.

Diamètre en dixième de millimètre	Jauge de Paris N°	Fer Kgs.	Acier Kgs.	Cuivre Kgs	Laiton Kgs
1	"	0,06	0,06	0,07	0,07
2	"	0,24	0,25	0,28	0,27
3	"	0,55	0,56	0,62	0,60
4	"	0,97	1	1,11	1,06
5	P	1,52	1,56	1,73	1,66
6	1	2,19	2,25	2,49	2,39
7	2	2,98	3,62	3,39	3,25
8	3	3,90	4	4,42	4,24
9	4	4,93	5,06	5,60	5,37
10	5	6,09	6,25	6,91	6,63
11	6	7,37	7,56	8,36	8,02
12	7	8,77	9	9,95	9,55
13	8	10,29	10,56	11,68	11,20
14	9	11,93	12,25	13,55	12,99
15	10	13,70	14,16	15,55	14,91
16	11	15,58	16	17,69	16,90
17	"	17,59	18,05	19,97	19,16
18	12	19,72	20,25	22,39	21,48
19	"	21,97	22,54	24,95	23,93
20	13	24,35	25	27,65	26,52
21	"	26,84	27,54	30,48	29,23
22	14	29,46	30,24	33,45	32,08
23	"	32,20	33,04	36,55	35,07
24	15	35,06	35,98	39,81	38,18
25	"	38,04	39,05	43,20	41,43
26	"	41,15	42,23	46,72	44,81
27	16	44,37	45,54	50,38	48,32
28	"	47,72	48,99	54,19	51,97
29	"	51,19	52,54	58,13	55,75
30	17	54,78	56,23	62,20	59,66
31	"	58,49	60,05	66,42	63,70
32	"	62,33	63,98	70,77	67,88
33	"	66,29	68,05	75,27	71,19
34	18	70,36	72,23	79,90	76,63
35	"	74,56	76,43	84,67	81,20
36	"	78,89	80,98	89,57	86,61
37	"	83,33	85,54	94,62	91,45
38	"	87,89	90,02	99,80	96,42
39	19	92,58	95,04	105,12	101,53
40	"	97,39	99,98	110,58	106,06
41	"	102,32	105,04	116,18	111,43
42	"	107,37	110,23	121,92	116,93

POIDS EN KILOGRAMMES DE 1.000 MÈTRES DE FIL (*Suite*).

Diamètre en dixième de millimètre	Jauge de Paris N°	Fer Kgs.	Acier Kgs.	Cuivre Kgs.	Laiton Kgs.
43	"	112,55	115,54	127,79	122,57
44	20	117,84	120,97	138,81	128,33
45	"	123,26	126,54	139,86	134,23
46	"	128,80	132,22	146,25	140,26
47	"	134,46	138,04	152,68	146,43
48	"	140,24	143,97	158,24	152,73
49	21	146,15	150,04	164,95	159,16
50	"	152,17	156,22	172,79	165,72
51	"	158,32	162,53	177,77	172,41
52	"	164,39	168,76	186,89	179,24
53	"	170,98	175,53	194,14	186,20
54	22	177,49	182,21	201,54	193,29
55	"	184,13	189,02	209,07	200,52
56	"	190,88	195,96	216,74	207,88
57	"	197,76	203,02	224,55	215,36
58	"	204,76	210,21	232,50	223,99
59	23	211,88	217,52	242,69	230,75
60	"	219,13	224,95	248,81	238,64
61	"	226,49	232,53	257,18	246,66
62	"	238,98	245,36	265,68	254,81
63	"	241,59	248,04	274,32	263,10
64	24	249,32	255,97	283,10	271,51
65	"	257,17	264,01	292,01	280,07
66	"	265,14	272,21	301,07	288,75
67	"	273,24	280,53	310,26	297,57
68	"	281,46	288,96	319,59	306,51
69	"	289,79	297,52	329,06	315,60
70	25	298,26	306,19	338,66	324,81
71	"	306,84	315,03	348,41	334,16
72	"	315,54	323,96	358,29	343,63
73	"	324,37	333,03	368,31	353,25
74	"	333,52	341,19	378,47	362,99
75	"	342,38	351,52	388,77	372,87
76	26	351,58	360,92	399,21	382,88
77	"	360,89	370,52	409,78	393,02
78	"	370,32	380,20	420,50	403,25
79	"	379,88	390,02	431,55	413,70
80	"	389,56	399,96	442,34	424,24
81	"	399,36	410,02	453,46	434,91
82	27	409,28	420,16	464,73	445,72

POIDS EN KILOGRAMMES DE 1.000 MÈTRES DE FIL (*Suite*).

Diamètre en dixième de millimètre	Jauge de Paris N°	Fer Kgs.	Acier Kgs.	Cuivre Kgs.	Laiton Kgs.
83	"	419,32	430,51	476,13	456,66
84	"	429,49	440,95	487,68	467,73
85	"	439,77	451,51	499,36	478,93
86	27	450,18	462,20	511,17	490,26
87	"	460,71	473,01	523,13	501,73
88	28	471,36	483,89	535,23	513,33
89	"	482,14	495,01	547,50	525,06
90	"	493,03	506,19	559,83	536,93
91	"	504,05	517,50	572,34	548,93
92	"	515,19	528,94	585,99	561,06
93	"	526,45	540,50	598,78	573,32
94	29	537,83	552,13	611,70	585,72
95	"	549,34	564	624,76	598,25
96	"	560,96	575,93	637,96	610,91
97	"	572,71	588	651,30	623,70
98	"	584,58	600,18	664,78	636,63
99	"	596,57	612,49	677,40	649,68
100	30	608,68	624,86	691,15	662,88
101	"	620,92	637,50	705,04	676,20
102	"	633,27	650,17	719,07	689,66
103	"	645,75	662,99	733,24	703,25
104	"	658,35	675,92	747,55	716,97
105	"	671,07	688,98	761,99	730,82
106	"	683,92	702,18	776,58	744,81
107	"	696,88	715,48	791,30	758,93
108	"	710,97	729,95	806,16	773,18
109	"	723,18	742,48	821,16	787,56
110	31	736,51	756,17	836,29	802,08
120	32	877	900,41	995	955
130	33	1029	1056	1168	1120
140	34	1193	1224	1355	1299
150	35	1370	1406	1555	1491
160	36	1558	1600	1769	1697
170	37	1759	1805	1997	1916
180	38	1972	2024	2239	2143
190	39	2197	2255	2495	2393
200	40	2435	2500	2765	2652

POIDS DES TUBES ÉTIRÉS EN CUIVRE ROUGE PAR MÈTRE COURANT

Diamètre intérieur	Epaisseur en millimètres											
	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5	2.75	3.0	4.0	4.5	5.0
10	0.305	0.390	0.479	0.571	0.667	0.766	0.868	0.974	1.084	1.331	1.556	2.085
12	0.361	0.460	0.563	0.669	0.778	0.891	1.007	1.127	1.251	1.508	1.779	2.363
14	0.417	0.529	0.646	0.766	0.889	1.026	1.146	1.280	1.417	1.702	2.001	2.641
16	0.472	0.599	0.729	0.863	1.000	1.041	1.285	1.433	1.584	1.897	2.224	2.919
18	0.528	0.669	0.813	0.960	1.112	1.266	1.424	1.536	1.721	2.092	2.446	3.197
20	0.583	0.738	0.906	1.058	1.223	1.391	1.563	1.739	1.918	2.186	2.669	3.475
30	0.861	1.086	1.313	1.544	1.779	2.017	2.259	2.503	2.752	3.199	3.781	4.865
40	1.139	1.433	1.730	2.031	2.335	2.643	2.954	3.268	3.586	4.173	4.895	6.255
50	1.417	1.781	2.147	2.517	2.891	3.268	3.640	4.033	4.420	5.146	6.005	7.645
60	1.695	2.128	2.564	3.004	3.447	3.894	4.344	4.797	5.254	6.119	7.117	9.035
70	1.974	2.476	2.971	3.491	4.003	4.519	5.039	5.562	6.018	7.092	8.229	10.43
80	2.252	2.803	3.398	3.977	4.559	5.145	5.734	6.326	6.922	8.065	9.341	11.82
90	2.530	3.171	3.815	4.464	5.115	5.770	6.429	7.091	7.757	9.038	10.45	13.21
100	2.808	3.518	4.223	4.950	5.671	6.396	7.124	7.856	8.591	10.01	11.57	14.60

POIDS DES TUBES ÉTIRÉS EN LAITON PAR MÈTRE COURANT

Diamètre intérieur en m/m	Epaisseur en millimètres						
	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3
25	0.719	0.912	1.105	1.300	1.492	1.908	2.322
30	0.857	1.085	1.313	1.541	1.769	2.254	2.737
35	0.995	1.258	1.520	1.783	2.045	2.599	3.151
40	1.134	1.431	1.728	2.025	2.322	2.944	3.566
45	1.272	1.604	1.935	2.267	2.598	3.280	3.981
50	1.410	1.777	2.143	2.509	2.875	3.634	4.396
55	1.583	1.988	2.350	2.751	3.151	3.979	4.810
60	—	—	2.577	2.993	3.428	4.324	5.225
65	—	—	2.765	3.235	3.704	4.669	5.650
70	—	—	2.972	3.447	3.981	5.015	6.055
75	—	—	3.180	3.719	4.257	5.361	6.669
80	—	—	3.387	3.961	4.534	5.707	6.884
90	—	—	3.802	4.445	5.087	6.399	7.714
100	—	—	4.217	5.129	5.640	7.091	8.543

RAPPORT DES DIMENSIONS DES HEXAGONES.

Sur plat en m/m	Sur angle en m/m	Sur plat en m/m	Sur angle en m/m	Sur plat en m/m	Sur angle en m/m	Sur plat en m/m	Sur angle en m/m
4	4,620	28	32,340	4	3,464	28	24,249
5	5,775	29	33,495	5	4,350	29	25,115
6	6,930	30	34,650	6	5,196	30	25,981
7	8,085	31	35,805	7	6,062	31	26,847
8	9,240	32	36,960	8	6,928	32	27,713
9	10,395	33	38,115	9	7,794	33	28,579
10	11,550	34	39,270	10	8,660	34	29,445
11	12,705	35	40,425	11	9,526	35	30,311
12	13,860	36	41,580	12	10,392	36	31,177
13	15,015	37	42,735	13	11,258	37	32,043
14	16,170	38	43,890	14	12,124	38	32,909
15	17,325	39	45,045	15	12,990	39	33,775
16	18,480	40	46,200	16	13,856	40	34,641
17	19,635	41	47,355	17	14,722	41	35,507
18	20,790	42	48,510	18	15,588	42	36,373
19	21,945	43	49,665	19	16,454	43	37,239
20	23,200	44	50,820	20	17,321	44	38,105
21	24,255	45	51,975	21	18,187	45	38,971
22	25,410	46	53,130	22	19,053	46	39,837
23	26,565	47	54,285	23	19,919	47	40,703
24	27,720	48	55,440	24	20,785	48	41,569
25	28,875	49	56,595	25	21,651	49	42,435
26	30,030	50	57,750	26	22,517	50	43,301
27	31,185			27	23,383		

JEUX ET TOLÉRANCES POUR LES DIVERS ASSEMBLAGES

		DIMENSIONS DU TROU :						
Diamètre nominal		millimètres 0 à 12,7	millimètres 12,7 à 25,4	millimètres 25,4 à 50,8	millimètres 50,8 à 76,2	millimètres 76,2 à 101,6	millimètres 101,6 à 127	millimètres 127 à 152,4
Tolérance		+ 0,0000 − 0,0125	+ 0,0000 − 0,04	+ 0,0000 − 0,025	+ 0,0000 − 0,033	+ 0,0000 − 0,038	+ 0,0000 − 0,046	+ 0,0000 − 0,05
		DIMENSIONS DE L'ARBRE :						
Assemblage bloqué à chaud	Jeu	+ 0,025	+ 0,04	+ 0,05	+ 0,075	+ 0,10	+ 0,125	+ 0,150
	Tolérance	+ 0,025 − 0,000	+ 0,04 − 0,00	+ 0,05 − 0,00	+ 0,070 − 0,000	+ 0,09 − 0,00	+ 0,110 − 0,000	+ 0,125 − 0,000
Assemblage à la presse	Jeu	+ 0,012	+ 0,020	+ 0,025	+ 0,033	+ 0,038	+ 0,050	+ 0,060
	Tolérance	+ 0,020 − 0,000	+ 0,025 − 0,000	+ 0,033 − 0,000	+ 0,043 − 0,000	+ 0,050 − 0,000	+ 0,062 − 0,000	+ 0,075 − 0,000
Assemblage dur	Jeu	− 0,012	− 0,020	− 0,025	− 0,033	− 0,038	− 0,050	− 0,060
	Tolérance	+ 0,000 − 0,012	+ 0,000 − 0,015	+ 0,000 − 0,017	+ 0,000 − 0,020	+ 0,000 − 0,023	+ 0,000 − 0,025	+ 0,000 − 0,030
Assemblage ferme	Jeu	− 0,018	− 0,028	− 0,033	− 0,040	− 0,046	− 0,056	− 0,062
	Tolérance	+ 0,000 − 0,012	+ 0,000 − 0,015	+ 0,000 − 0,017	+ 0,000 − 0,020	+ 0,000 − 0,023	+ 0,000 − 0,025	+ 0,000 − 0,030
Assemblage doux	Jeu	− 0,025	− 0,033	− 0,040	− 0,050	− 0,062	− 0,075	− 0,090
	Tolérance	+ 0,000 − 0,025	+ 0,000 − 0,030	+ 0,000 − 0,038	+ 0,000 − 0,046	+ 0,000 − 0,056	+ 0,000 − 0,062	+ 0,000 − 0,075
Assemblage libre	Jeu	− 0,025	− 0,030	− 0,035	− 0,043	− 0,050	− 0,059	− 0,066
	Tolérance	+ 0,000 − 0,012	+ 0,000 − 0,018	+ 0,000 − 0,023	+ 0,000 − 0,030	+ 0,000 − 0,038	+ 0,000 − 0,045	+ 0,000 − 0,050

ALLIAGES ET SOUDURES

Alliages.

NOMS des alliages	COMPOSITIONS		DENSITÉS	PROPRIÉTÉS ET APPLICATIONS
	Métaux	Proportion		
Bronze dur.	Cuivre	82	8,5 à 8,7	Coussinets pour axes trempés (Debard).
	Etain	18		
Bronze dur.	Cuivre	84		Coussinets pour axes trempés (Muller et Roger).
	Etain	16		
Bronze.	Cuivre	83	»	Coussinets pour axes en acier.
	Etain	15		
	Plomb	0,5		
	Zinc	1,5		
Bronze blanc.	Cuivre	8	»	Pour axes en acier doux, bien graissés.
	Etain	80		
	Antimoine .	12		
Bronze phosphoreux.	Cuivre	90,4	»	Très tenace, se lamine et se forge à froid.
	Etain	8,9		
	Phosphore.	0,7		
Bronze.	Cuivre	60	»	Très résistant.
	Zinc	38,2		
	Fer	1,8		
Métal blanc.	Cuivre	5	»	Faibles charges.
	Etain	85		
	Antimoine .	10		
Métal blanc.	Cuivre	2	»	Fortes charges.
	Etain	90		
	Antimoine .	8		
Métal bon marché.	Cuivre	3	»	Coussinets ordinaires.
	Etain	15		
	Zinc	40		
	Plomb	42		
Métal bon marché.	Cuivre	8	»	Coussinets de machines grossières.
	Etain	2		
	Zinc	88		
	Antimoine.	2		

NOMS des alliages	COMPOSITIONS		DENSITÉS	PROPRIÉTÉS ET APPLICATIONS
	Métaux	Proportion		
Métal blanc.	Cuivre	4	»	Très dur et très cassant.
	Etain	12		
	Zinc	2		
	Antimoine .	82		
Laiton laminé.	Cuivre	64,6	8,6	
	Etain	0,3		
	Zinc	33,7		
	Plomb	1,4		
Laiton fondu.	Cuivre	72	8,4	Moins fusible que le précédent.
	Etain	3		
	Zinc	23		
	Plomb	2		
	Or.	20	»	Très dur. Prend la trempe.
	Fer.....	80		
Maillechort.	Cuivre	60	8,54	
	Zinc	18,6		
	Nickel	21,4		
Pakfong.	Cuivre	50	8,6	
	Zinc	22		
	Nickel	28		
Brasure.	Cuivre	67	8,4	Pour le cuivre rouge et le bronze ordinaire.
	Zinc	33		
Similor.	Cuivre	85,4	8,64	
	Zinc	14,6		
Argent des monnaies.	Argent....	94,5	10,12	Plus dur que l'argent pur.
	Cuivre	5,5		
Métal de Darcet.	Plomb	44,5	9,8	
	Bismuth ..	47,8		
	Etain	17,7		
Soudure des plombiers	Etain	32 à 66	10 à 8,5	
	Plomb	68 à 34		
Caractères d'imprimerie.	Plomb	76	10,1	Gonfle en se solidifiant.
	Antimoine.	24		
Métal anglais.	Etain	90	»	
	Antimoine.	10		
Métal d'Alger.	Etain	75	7,2	
	Antimoine.	25		
	Cuivre	50	»	Cassant. Belle couleur violette.
	Antimoine.	50		
Or vert.	Or	70	»	
	Argent...	30		
Bronze d'aluminium.	Cuivre	90	»	Résistant et malléable.
	Aluminium.	10		
	Etain	66	8,4	N'a pas de retrait.
	Plomb	34		

ARITHMÉTIQUE

Proportions et progressions.
(Voir annexe, page I.)

Carrés, Cubes, Racines carrées, Racines cubiques.
(Voir annexe, page VII.)

Débits (Voir annexe, page XVII).

Pentes métriques en degrés d'inclinaison, Fractions ordinaires en fractions décimales, Degrés d'inclinaison en pentes métriques (Voir annexe, page XVII).

ALGÈBRE

Logarithmes des nombres de 1 à 105 (Voir annexe, page VII).

ÉQUATIONS

Équations du 1er degré. — 1° *A une inconnue*

$$ax + b = 0, \qquad x = -\frac{b}{a};$$

2° *A deux inconnues :*

$$\left.\begin{array}{r} ax + by + c = 0 \\ a'x + b'y + c' = 0 \end{array}\right\} x = \frac{b'c - bc'}{a'b - ab'}, \qquad y = \frac{ac' - a'c}{a'b - ab'}.$$

Équations du 2e degré :

$$x^2 + px + q = 0, \qquad x = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q},$$

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

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

Binôme de Newton.

Cette formule permet de développer un binôme à une puissance entière quelconque, ainsi :

$$a+b)^m = a^m + C_m^1 a^{m-1}b + C_m^2 a^{m-2}b^2 + \ldots + C_m^p a^{m-p}b^p + \ldots + b^m;$$

$$= a^m + \frac{m}{1}a^{m-1}b + \frac{m(m-1)}{1.2}a^{m-2}b^2 + \ldots$$

$$+ \frac{m(m-1)\ldots(m-p+1)}{1.2\ldots p}a^{m-p}b^p + \ldots + b^m$$

$$+1)^m = x^m + \frac{m}{1}x^{m-1} + \frac{m(m-1)}{1.2}x^{m-2} + \ldots$$

$$+ \frac{m(m-1)\ldots(m-p+1)}{1.2\ldots p}x^{m-p} + \ldots + 1.$$

Les coefficients de deux termes équidistants des extrêmes sont égaux.

Exemple

$$(x+1)^5 = x^5 + 5x^4 + 10x^3 + 10x^2 + 5x + 1.$$

Facteurs usuels (Voir annexe, page III).

DIFFÉRENTIELLES ET INTÉGRALES

Dérivée. — On appelle dérivée la limite du rapport de l'accroissement de la fonction à l'accroissement de la variable lorsque cet accroissement tend vers zéro.

Notation. — Dérivée de $y = f(x)$: y', $\frac{dy}{dx}$, $f'(x)$.

Exemple

$y = ax^2$, $\quad y' = \lim \frac{a(x+\Delta x)^2 - ax^2}{\Delta x}$ quand Δx tend vers zéro,

$= 2ax$.

Différentielle. — La partie principale de l'accroissement infiniment petit de la fonction pour l'accroissement infiniment petit : dx de la variable.

Notation :

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

Exemples :

$$\int adx = a\int dx = ax + c\,;$$

$$\int [f(x) + \varphi(x)]\,dx = \int f(x)\,dx + \int \varphi(x)\,dx\,;$$

$$\int x^n dx = \frac{x^{n+1}}{n+1} + c\,;$$

$$\int -\frac{dx}{x^n} = \frac{1}{(n-1)\,x^{n-1}} + c\,;$$

$$\int (a+bx)^n\,dx = \frac{(a+bx)^{n+1}}{b\,(n+1)} + c$$

$$\int \frac{dx}{x} = l\,.\,x + c = l\,.\,c'x\,;$$

$$\int -\frac{dx}{x^2} = \frac{1}{x} + c\,;$$

$$\int \frac{dx}{(a+bx)^2} = -\frac{1}{b\,(a+bx)} +$$

$$\int \frac{dx}{1+x^2} = \text{arc tang}\,x + c$$

$$\int \frac{dx}{1-x^2} = \text{arc tang}\,x + c$$

$$\int \frac{dx}{x^2-1} = \frac{1}{2}\,l\,.\,\frac{x-1}{x+1} + c\,;$$

$$\int \frac{dx}{a+bx^2} = \frac{1}{\sqrt{ab}}\,\text{arc tang}\left(x\sqrt{\frac{b}{a}}\right) + c \qquad \text{ou si} \qquad ab < 0$$

$$= \frac{1}{2\sqrt{-ab}}\,l\,.\,\frac{\sqrt{-ab}-bx}{\sqrt{-ab}+bx} + c\,;$$

$$\int a^x dx = \frac{a^x}{l\,.\,a} + c\,;$$

$$\int e^x dx = e^x + c\,;$$

$$\int \sin x dx = -\cos x + c\,;$$

$$\int x \sin x dx = -x\cos x + \sin x + c\,,$$

$$\int \cos x dx = \sin x + c\,;$$

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

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

$$\int \sin mx dx = -\frac{\cos mx}{m} + c\,;$$

$$\int \cos mx dx = \frac{\sin mx}{m} + c\,;$$

$$\int \text{tang}\, x dx = -\, l\,.\cos x + c\,;$$

$$\int \text{cotang}\, x dx = l\,.\sin x + c$$

$$\int \frac{dx}{\sin x} = l\,.\,\text{tang}\,\frac{x}{2} + c\,;$$

$$\int \frac{dx}{\cos x} = l\,.\,\text{tang}\left(\frac{x}{4} + \frac{x}{2}\right) +$$

$$\int \frac{dx}{1 + \cos x} = \text{tang}\,\frac{x}{2} + c\,;$$

$$\int \frac{dx}{1 - \cos x} = -\,\text{cotang}\,\frac{x}{2} +$$

$$\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\,\text{cotang}\, x + c\,;$$

$$\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \text{tang}\, x + c\,;$$

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

$$\int \frac{dx}{\sin x \cos x} = l\,.\,\text{tang}\, x +$$

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

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

$$\int \text{tang}^n x dx = \frac{\text{tang}^{n-1} x}{n-1} - \int \text{tang}^{n-2} x dx\,;$$

$$\int \text{cotang}^n x dx = -\frac{\text{cotang}^{n-1} x}{n-1} - \int \text{cotang}^{n-2} x dx\,;$$

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

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

$$\int e^{ax} \cos bx dx = e^{ax}\,\frac{b \sin bx + a \cos bx}{a^2 + b^2} + c\,;$$

$$\int e^{ax} \sin bx dx = e^{ax}\,\frac{a \sin bx - b \cos bx}{a^2 + b^2} + c$$

GÉOMÉTRIE

CIRCONFÉRENCES, SURFACES (Voir annexe, page VII).

SURFACES ET VOLUMES DES CORPS SIMPLES

(Voir annexe, page IV.)

COURBES DU SECOND DEGRÉ ET DIVERSES

Ellipse :

$S = \pi ab$ (a et b, demi-axes).

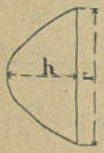


FIG. 1.

Parabole (*fig.* 1) :

$$S = \frac{2}{3} rh.$$

Longueur approximative d'un arc de parabole peu ouverte :

$$L = r\left(1 + \frac{8}{3}\frac{h^2}{r^2}\right).$$

Surface de révolution (*fig.* 2). — La surface engendrée par une ligne plane ab tournant autour d'un axe ii situé dans son plan est égale au produit de la longueur de cette ligne par la longueur de l'arc décrit par son centre de gravité (théorème de Guldin):

$$S = ab \times \text{arc } gg' = ab \times r\frac{\alpha}{r\alpha}.$$

Pour un tour complet :

$$S = 2\pi r \times ab.$$

FIG. 2.

Surface engendrée par une ligne plane tournant autour d'un point situé dans son plan (*fig.* 3):

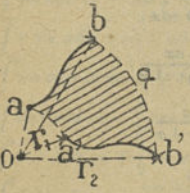


FIG. 3.

$$S = aba'b' = \pi\frac{\alpha}{2}(r_2^2 - r_1^2)$$

$$= \frac{\alpha}{2}(r_2 + r_1)(r_2 - r_1,$$

α étant exprimé en degrés);

$$S = \frac{1}{2}\text{ arc } \alpha\,(r_2^2 - r_1^2)$$

l'arc α étant exprimé en fonction du rayon).

Surface quelconque (*fig.* 4).

1° On trace deux tangentes parallèles extérieures à la courbe. On divise la distance l entre ces deux tangentes en un nombre n de parties égales $\frac{l}{n}$. On mène des parallèles équidistantes de la longueur $\frac{l}{n}$ entre elles et de $l/2$ de $\frac{l}{n}$ de chaque extrémité. On mesure les longueurs $y_1, y_2, \ldots$, comprises dans la courbe. La surface est :

$$S = (y_1 + y_2 + \ldots + y_n)\frac{l}{n}.$$

Lorsque la courbe présente des parties rentrantes (*fig.* 5), les ordonnées qui coupent quatre fois la courbe sont égales à la somme des deux fragments intérieurs, telles que $y_1 = z + z'$.

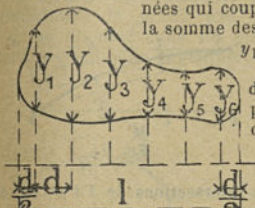


Fig. 4.

D'une façon générale l'aire d'une courbe définie par une équation $y = f(x)$ comprise entre deux ordonnées d'abscisses x_0 et x_1 est donnée par l'intégrale :

$$S = \int_{x_0}^{x_1} y\,dx.$$

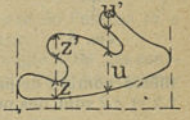


Fig. 5.

Si la courbe est donnée en coordonnées polaires par l'équation :

$$\rho = f(\omega),$$

l'aire d'un secteur formée par la courbe et deux rayons vecteurs ω_0 et ω_1 est donnée par :

$$S = \frac{1}{2}\int_{\omega_0}^{\omega_1} \rho^2 d\omega.$$

Méthode empirique. — Une méthode simple et permettant, si l'on opère avec suffisamment de soin, de trouver l'aire limitée par une courbe, est de matérialiser cette dernière. On construit la courbe avec suffisamment de soins sur une feuille de carton homogène ou sur une feuille de papier mince que l'on colle sur une plaque mince de plomb, on découpe ensuite soit le carton, soit le métal, en suivant le plus exactement possible le contour de la courbe ; ceci fait, on pèse la plaque et l'on compare son poids au poids d'une plaque de même matière et de même épaisseur dont la surface est déterminée, le rapport des poids est égal au rapport des surfaces.

Méthode du planimètre. — Des appareils appelés planimètres permettent par simple lecture de trouver une aire quelconque. Leur

emploi est à recommander dans un bureau d'études. Le plus répandu est le planimètre ou intégraphe de Amsler.

COURBES USUELLES

Circonférence.

Équation : $x^2 + y^2 - r^2 = 0$ (*fig.* 6).

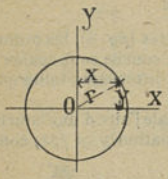


Fig. 6.

Tracé d'un arc de cercle de grand rayon. — Données :

$$ab = \frac{1}{2} \text{ corde}, \qquad ac = \text{flèche } (fig.\ 7).$$

On trace *cb*, *cd* parallèle à *ab*, *be* perpendiculaire à *ab*, *bd* perpendiculaire à *bc*.

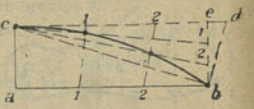


Fig. 7.

On divise *ab*, *cd* et *be* en un même nombre de parties égales. Les intersections de 1.1 et *c*.1, de 2.2 et *c*.2 sont des points de l'arc cherché.

Ellipse.

Équation :

$$a^2y^2 + b^2x^2 = a^2b^2 \ (fig.\ 8),$$

$$a = \frac{1}{2} \text{ grand axe}, \qquad b = \frac{1}{2} \text{ petit axe}$$

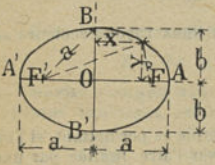


Fig. 8.

La somme des rayons vecteurs

$$MF + MF'$$

est constante et égale à $2a$

$$BF = a.$$

Tracé. — Les deux axes étant connus, on décrit les cercles de rayons a et b (*fig.* 9). On mène des rayons *od* et les parallèles *c*M et *d*M aux axes *o*A et *o*B. Le point M est un point de l'ellipse.

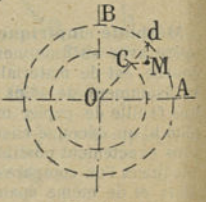


Fig. 9.

Autre tracé. — On tend un fil de longueur $2a$ attaché aux deux foyers F et F'; le sommet M de l'angle formé est un point de l'ellipse. Avec une

pointe ou un crayon, on obtient ainsi l'ellipse d'un trait continu (*fig.* 10).

On peut encore déterminer l'ellipse par points en traçant de chaque foyer des arcs de cercle de rayons A*n* et A'*n* dont les intersections sont des points de l'ellipse, le point *n* étant pris dans différentes positions entre F et F'.

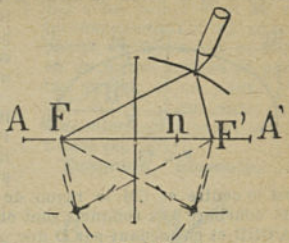


Fig. 10

On peut considérer l'ellipse comme la projection sur un plan d'un cercle dont le diamètre est précisément le grand axe de l'ellipse et situé dans un plan faisant avec le plan de l'ellipse un angle V tel que :

$$\cos V = \frac{b}{a},$$

b étant le petit axe de l'ellipse et *a* étant le grand axe.

Si φ désigne l'angle AOM, les coordonnées du cercle dans un système O*x*, O*y* sont :

$$x = a \cos \varphi,$$
$$y = a \sin \varphi.$$

Les coordonnées de l'ellipse sont :

$$x = a \cos \varphi,$$
$$y = b \sin \varphi.$$

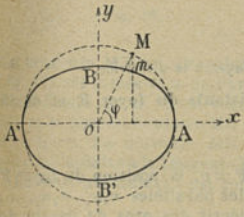


Fig. 11.

Tangente, normale. — La normale MK en un point M est bissectrice de l'angle FMF' des rayons vecteurs (*fig.* 12). La tangente est perpendiculaire à la normale.

On peut donner une autre construction de la tangente et de la normale à l'ellipse : on considère les rectangles ABCO et OCED dont on mène les diagonales (*fig.* 13).

Soit M un point de l'ellipse, il s'agit de construire la

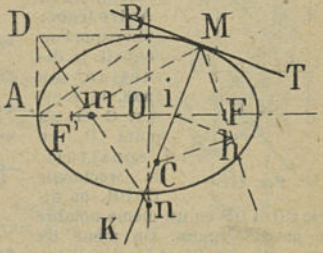


Fig. 12.

normale en ce point, on mène MH perpendiculaire à AD jusqu'à sa rencontre en H avec OE, on mène HN perpendiculaire à CD jusqu'à sa rencontre en N avec OD, MN est la normale en M à l'ellipse.

Fig. 13.

Rayon de courbure. — On mène la normale MK (*fig.* 13). On joint MF. Par i on trace ih perpendiculaire à la normale, et par H on mène HC perpendiculaire à MF. Le point C est le centre et CM le rayon de courbure au point M. Les rayons de courbure aux sommets sont obtenus en construisant le rectangle A'OBD et en menant par D une perpendiculaire à A'B. Les points m et n sont les centres de courbure des sommets A' et B.

Parabole.

Équation :

$$y^2 = 2px.$$

p = paramètre = distance du foyer à la directrice.

Les points de la parabole sont équidistants du foyer F et de la directrice AB.

$$MF = MB.$$

Tracé par points. — Le paramètre $AF = p$, la position du foyer F et l'axe AF étant déterminés, on trace des parallèles n_1n_1, n_2n_2, ..., à la directrice AB, et du point F on décrit des arcs de cercle de rayons An_1, An_2, ..., qui coupent respectivement les parallèles en des points M_1, M_2, ..., de la parabole (*fig.* 14).

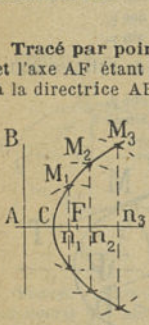


Fig. 14.

Autre tracé. — Lorsque l'on connaît la direction de l'axe, le sommet C et un point P, on construit le rectangle CDPH, on divise CD et DP en un même nombre de parties égales. On mène les lignes C1, C2, C3 et les parallèles à CH menées par les divisions de CD coupent ces lignes en des points M_1, M_2, ..., de la parabole (*fig.* 15).

Fig. 15.

Autre tracé. — Si l'on ne connaît que deux points M et M′ et les tangentes MT et MT′ en ces points, on divise MX et M′X en un même nombre de parties égales, et on joint 1.1′, 2.2′, 3.3′, ..., qui sont des tangentes enveloppant la parabole (*fig.* 16).

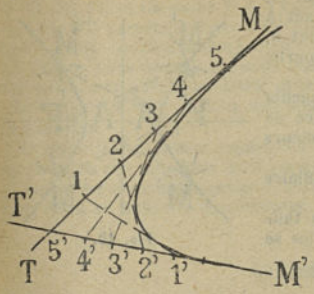


Fig. 16.

Tangente, normale. — La tangente MT en un point M (*fig.* 17) est bissectrice de l'angle FMB formé par le rayon vecteur MF et la perpendiculaire MB à la directrice. La normale MK est perpendiculaire à la tangente MT.

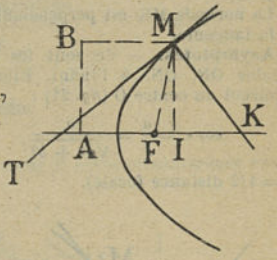


Fig. 17.

La sous-normale KI est constante et égale au paramètre AF.

Hyperbole.

Équation :

$$a^2y^2 - b^2x^2 = -a^2b^2;$$

$a = \frac{1}{2}$ distance des sommets (axe transverse) ;

$b = \frac{1}{2}$ axe non transverse $= \sqrt{f^2 - a^2}$;

$f = \frac{1}{2}$ distance des foyers.

La différence des rayons vecteurs MF′ — MF est constante et égale à $2a$ (*fig.* 18).

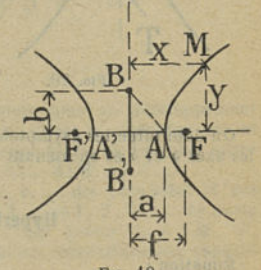


Fig. 18.

Tracé par points. — La distance focale FF′ = $2f$ et la distance des sommets AA′ = $2a$ étant données, on prend un point n en dehors

de FF′ et de chacun des foyers, on trace des arcs de cercle de rayons An et A′n qui se coupent en des points M et M′ appartenant à l'hyperbole. En déplaçant le point n, on obtient d'autres points de la courbe (*fig.* 19).

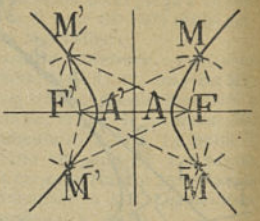


Fig. 19.

Tangente, normale. — La tangente MT en un point M est bissectrice de l'angle FMF′ des rayons vecteurs (*fig.* 20).

La normale MK est perpendiculaire à la tangente.

Asymptotes. — Ce sont les tangentes ON, ON′ à l'infini. Elles se croisent au centre O (*fig.* 21) :

$$\cos \alpha = \frac{a}{f} = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

$f = 1/2$ distance focale).

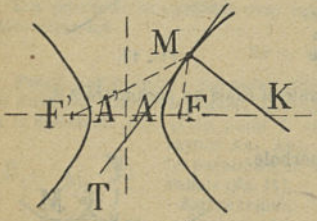


Fig. 20.

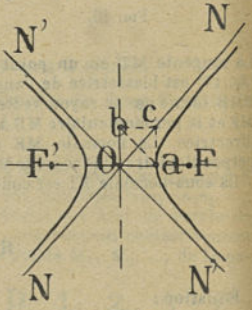


Fig. 21.

On détermine les asymptotes en construisant le rectangle Oacb sur les axes a et b et en menant les diagonales.

Hyperbole équilatère.

Équation :

$$y^2 - x^2 = -a^2$$

Les asymptotes sont perpendiculaires.

Tracé d'une hyperbole équilatère. — Lorsque l'on connaît les asymptotes OM et ON (*fig.* 22) et un point P de l'hyperbole, on mène PH perpendiculaire à ON, PD parallèle à ON. On choisit des points n, n', ..., sur PD; on joint On, On', ..., et on trace nM, n'M et eM, e'M parallèles à OM et ON. Les intersections M, M', ..., sont des points de l'hyperbole.

L'hyperbole équilatère représente la loi de variation des pressions dans les détentes ou les compressions isothermiques, les asymptotes étant les axes des coordonnées.

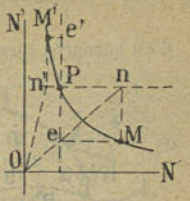


Fig. 22.

Cycloïde.

C'est la courbe engendrée par un point A d'une circonférence roulant sur une droite AB (*fig.* 23).

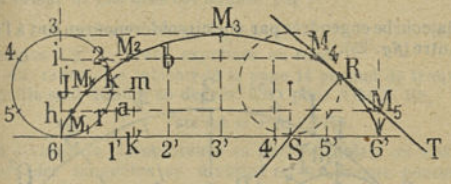


Fig. 23.

Tracé. — On porte sur AB une longueur égale au développement $2\pi r$ de la circonférence génératrice. On divise la circonférence et cette ligne en un même nombre de parties égales ou inégales entre elles, mais telles que A1' = A1, 1'.2' = 1.2, ..., A1'K' = AK, ...

On détermine les intersections a, m, b, c, ..., des parallèles et des perpendiculaires à AB menées par 1, 2, 3, ... et 1', 2', 3', ... On porte aA' = h.1, mM' = Kj, bB' = i.2, ... Les points A, A', M', B', C', ..., sont des points de la cycloïde, qui est symétrique par rapport à AO et C'3'.

Épicycloïde.

C'est la courbe engendrée par une circonférence roulant à l'extérieur d'une autre circonférence (*fig.* 24).

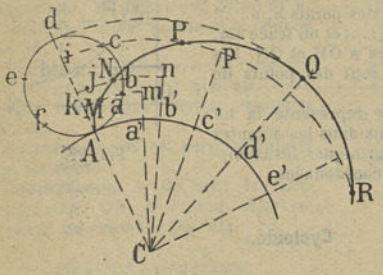


Fig. 24.

Tracé. — On porte les arcs $Aa' = Aa$, $a'b' = ab$, ...

On trace les rayons Ca', Cb', ...

On décrit de C les arcs im passant par a, in passant par b, ..., etc.

On porte $mM = ak$, $nN = bj$, $pP = ci$, ...

Les points M, N, P, ... sont des points de l'épicycloïde.

Hypocycloïde.

C'est la courbe engendrée par une circonférence roulant à l'iintérieur d'une autre (*fig.* 25).

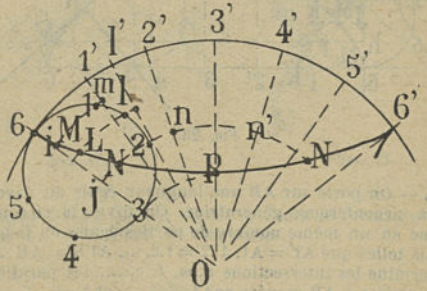


Fig. 25.

Tracé. — On porte les arcs

$A1' = A1$, $1'.2' = 1.2$, $2'.3' = 2.3$, ...

On trace les rayons C1′, C2′, C3′, ..., et les arcs *im* passant par 1, *jn* passant par 2, *pk* passant par 3, ...

On porte $mM = i.1$, $nN = j.2$, $pP = k.3$, ...

Les points A, M, N, P, ... sont des points de la courbe.

Tangentes normales aux cycloïdes. — La normale en un point R d'une cycloïde, d'une épicycloïde ou d'une hypocycloïde est la ligne RS qui joint ce point au point de tangence de la circonférence génératrice passant par le point donné (*fig.* 23). La tangente RT est perpendiculaire à la normale RS.

Développante de cercle.

C'est la courbe obtenue en portant sur les tangentes à un cercle des longueurs *a*N, *b*M, ..., égales aux arcs de cercle *a*A, *b*A, ..., compris entre les points de tangence et un point d'origine A (*fig.* 26). La développante est une épicycloïde dont le rayon du cercle générateur est infini.

Fig. 26.

Tracé. — On porte sur les tangentes des longueurs *a*N, *b*M, ..., égales aux arcs *a*A, *b*A, ...

La valeur de ces arcs est donnée par :

$$aA = r\alpha, \qquad bA = r\beta, \ \ldots,$$

les angles α, β, ..., étant exprimés en fonction du rayon. Le tableau de la page 14 permet de trouver ces arcs, lorsqu'ils sont donnés en degrés. Ex. : pour $AOa = 10°$,

$$\text{l'arc } aA = r \times 0{,}1745.$$

En divisant la circonférence en parties égales, on obtient les longueurs des tangentes en divisant en un même nombre de parties égales une ligne ayant comme longueur le développement $2\pi r$ de cette circonférence.

Tangente, normale. — Les tangentes au cercle générateur sont normales à la développante. Les tangentes à cette courbe sont perpendiculaires aux tangentes au cercle.

Spirale d'Archimède.

Équation générale $\rho = a\omega$, qui peut s'écrire :

$$\rho = \omega \frac{p}{2\pi}.$$

ω = arc en fonction du rayon $= n° \dfrac{\pi}{180°}$;

p = paramètre = augmentation du rayon pour un tour.

La spirale d'Archimède (*fig.* 27) est une courbe dont les points s'éloignent du centre d'une quantité proportionnelle aux angles décrits par les rayons vecteurs, c'est-à-dire de quantités égales A*a*, M*m*, ..., pour des angles égaux AOM, MON, ...

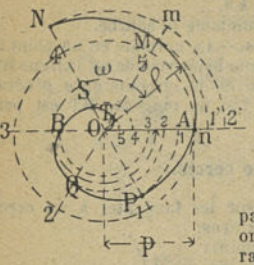


Fig. 27.

Tracé. — On divise le paramètre OA en un certain nombre de parties égales 1, 2, 3, ..., que l'on reporte en dehors du point A, en 1', 2', 3', ... On divise la circonférence du point O en un même nombre de parties égales, on trace les rayons OM, ON, OP, ..., et les arcs de cercle du centre O, passant par les points 1, 2, 3, ..., 1', 2', 3', ..., donnent les points M, N, ..., P, Q, R de la spirale.

Tangente, normale. — La normale MK en un point M est obtenue en menant OM, puis OK $= \frac{p}{2\pi}$ perpendiculaire à OM (*fig.* 28).

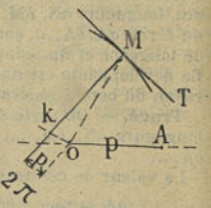


Fig. 28.

La tangente MT est perpendiculaire à la normale.

Spirale logarithmique.

Équation :

$$\omega = \operatorname{tang} k \,.\, l \,.\, n \cdot \frac{\rho}{p} \quad \text{ou} \quad \frac{\rho}{p} = e^{\frac{\omega}{\operatorname{tang} k}}.$$

ρ = rayon vecteur ;

ω = arc en fonction du rayon $= \pi \frac{n^\circ}{180^\circ}$, compté à partir du rayon vecteur correspondant au paramètre ;

p = paramètre ;

AO = distance du point d'origine au centre.

Fig. 29.

La spirale logarithmique est une courbe dont la tangente MT forme un angle constant K avec le rayon vecteur OM (*fig.* 29).

Tracé. — On trace les rayons vecteurs OM, ON, ..., formant des

angles ω_1, ω_2, ..., à partir de l'origine OA; et on calcule la longueur de ces rayons par l'équation précédente, qui donne :

$$\rho = pe^{\frac{\omega}{\text{tang } k}},$$

$$n \cdot \rho = l \cdot n \cdot p + \frac{\omega}{\text{tang } k} \quad \text{ou} \quad \log \rho = \log p + \frac{\omega}{\text{tang } k} \log e\,;$$

$$\log \rho = \log p + 0{,}43429 \frac{\omega}{\text{tang } k}.$$

Pour ω négatif $(-\omega)$:

$$\rho = pe^{\frac{-\omega}{\text{tang } k}} = p \frac{1}{e^{\frac{\omega}{\text{tang } k}}},$$

$$\log \rho = \log p - \frac{\omega}{\text{tang } k} 0{,}43429.$$

Spirale hyperbolique.

Équation :

$$\rho = \frac{k}{\omega}.$$

C'est une courbe telle que l'arc mi décrit du centre O et compris entre un point m de la courbe et l'axe OA ait une longueur constante et égale à k. La ligne MN parallèle à OA est asymptote à la spirale (*fig.* 30).

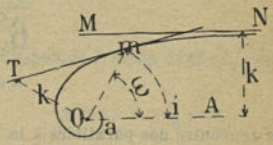


Fig. 30.

Tangente. — Pour trouver la tangente en un point m, on mène le rayon vecteur Om, et on porte OT perpendiculaire à Om et égale à K. La ligne mT est la tangente.

Tracé. — On trace différents rayons vecteurs, sur lesquels on porte les longueurs Om, Om_1, ..., déterminées par l'équation $Om = \frac{K}{\omega}$.

Le rayon Oa est égal à $\frac{K}{2\pi}$.

Hélice.

L'hélice est une courbe qui forme un angle constant avec les génératrices d'un cylindre.

Tracé de la projection. — Pour tracer la projection sur un plan parallèle aux génératrices du cylindre, on divise le cercle de base et le pas en un même nombre de parties égales (*fig.* 31). Les points

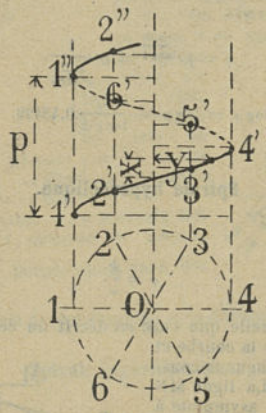


Fig. 31.

de rencontre des parallèles à la base et des lignes de rappel correspondantes sont des points de l'hélice.

Équation de la projection

$$y = r \sin \frac{x}{p}.$$

VOLUMES ET SURFACES SPÉCIALES

SURFACES

Polygones réguliers.

c, côté ; — R, rayon du cercle circonscrit ; — n, nombre de côtés ; — r, rayon du cercle inscrit ; — S, surface du polygone ; somme des angles d'un polygone : $2(n - r)$ droits.

POLYGONE	R	r	c		S	
Triangle....	$0,577c$	$0,289c$	$1,732R$ ou	$3,463r$	$0,433c^2$ ou	$1,299R^2$
Carré.....	$0,707c$	$0,500c$	$1,414R$	$2,000r$	$1,000c^2$	$2,000R^2$
Pentagone..	$0,851c$	$0,695c$	$1,176R$	$1,453r$	$1,721c^2$	$2,378R^2$
Hexagone ..	$1,000c$	$0,866c$	$1,000R$	$1,552r$	$2,598c^2$	$2,598R^2$
Heptagone..	$1,152c$	$1,038c$	$0,868R$	$0,963r$	$3,634c^2$	$2,736R^2$
Octogone...	$1,307c$	$1,208c$	$0,765R$	$0,828r$	$4,828c^2$	$2,828R^2$

VOLUMES

Tore circulaire (*fig.* 32).

Surface S :

$$S = 4\pi^2 Rr.$$

Volume V : $V = 2\pi^2 r^2 R = 2,467 d^2 D.$

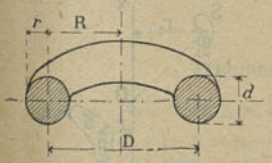


Fig. 32.

Ellipsoïde à trois axes (*fig.* 33).

Volume : $V = \frac{1}{6}\pi abc.$

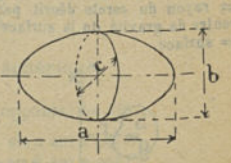


Fig. 33.

Paraboloïde de révolution (*fig.* 34).

Volume : $V = \frac{\pi d^2 h}{8}$.

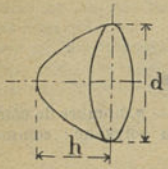


Fig. 34.

Tonneau (*fig.* 35).

Volume approximatif :

$$V = 0{,}262l\,(2D^2 + d^2)$$

ou

$$V = 1{,}0453(0{,}4D^2 + 0{,}2Dd + 0{,}15d)^2 \times l.$$

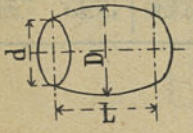


Fig. 35.

Volume engendré par une surface tournant autour d'un axe situé dans son plan (*fig.* 36).

(Théorème de Guldin.)

Volume : $V = 2\pi r S$.

r = rayon du cercle décrit par le centre de gravité de la surface S ;
S = surface.

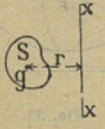


Fig. 36.

Volume engendré par un corps tournant autour d'un axe (*fig.* 37).

Volume : $V = 2\pi r S$.

S = surface de la projection circulaire du corps sur un plan passant par l'axe ;
r = rayon du cercle décrit par le centre de gravité de la surface S.

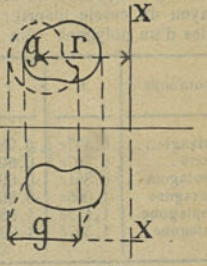


Fig. 37.

Volumes engendrés par deux surfaces tournant autour d'un axe situé dans leur plan commun et passant par le centre de gravité des deux surfaces (*fig.* 38).

Les volumes engendrés par chacune des surfaces sont égaux :

$$V = 2\pi r S = 2\pi_1 r S_1.$$

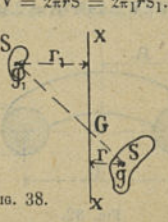


Fig. 38.

TRIGONOMÉTRIE

(Voir annexe, page II.)

Développements en série des lignes trigonométriques.

$$\sin x = \frac{x}{1} - \frac{x^3}{1.2.3} + \frac{x^5}{1.2.3.4.5} - \frac{x^7}{1.2.3.4.5.6.7} + \ldots,$$

$$\cos x = 1 - \frac{x^2}{1.2} + \frac{x^4}{1.2.3.4} - \frac{x^6}{1.2.3.4.5.6} + \ldots,$$

$$\text{arc sin } x = \frac{x}{1} + \frac{1}{2}\frac{x^3}{3} + \frac{1.3}{2.4}\frac{x^5}{5} + \frac{1.3.5}{2.4.6}\frac{x^7}{7} + \ldots,$$

$$\text{arc tang } x = \frac{x}{1} - \frac{x^3}{3} + \frac{x^5}{5} - \frac{x^7}{7} + \ldots \text{ pour } x \leqq 1,$$

$$\text{arc tang } x = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{x} + \frac{1}{3x^3} - \frac{1}{5x^5} + \ldots \text{ pour } x \geqq 1.$$

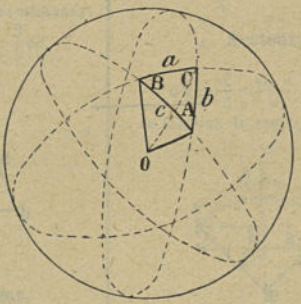


Fig. 39.

Trigonométrie sphérique.

Formules : *abc* faces, ABC dièdres opposés (*fig.* 39).

$$\begin{cases} \sin b \cos A = \cos a \sin c - \sin a \cos c \cos B, \\ \sin c \cos B = \cos b \sin a - \sin b \cos a \cos C, \\ \sin a \cos C = \cos c \sin b - \sin c \cos b \cos A. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \cos b = \cos a \cos c + \sin a \sin c \cos B, \\ \cos c = \cos b \cos a + \sin b \sin a \cos C, \\ \cos a = \cos c \cos b + \sin c \sin b \cos A. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sin b \sin A = \sin a \sin B, \\ \sin c \sin B = \sin b \sin C, \\ \sin a \sin C = \sin c \sin A. \end{cases} \qquad \frac{\sin a}{\sin A} = \frac{\sin b}{\sin B} = \frac{\sin c}{\sin C}.$$

$$\begin{cases} \sin B \operatorname{cotang} A = \operatorname{cotang} a \sin C - \cos c \cos B, \\ \sin C \operatorname{cotang} B = \operatorname{cotang} b \sin A - \cos a \cos C, \\ \sin A \operatorname{cotang} C = \operatorname{cotang} c \sin B - \cos b \cos A. \end{cases}$$

$$a + b + c = 2p.$$

CENTRES DE GRAVITÉ

Arc de cercle.

$$OG = \frac{r \sin \alpha}{\alpha} = \frac{rc}{A},$$

fonction du rayon.

Fig. 40.

Triangle.

A point de concours des médianes :

$$ad = bd, \qquad cG = \frac{2}{3} cd.$$

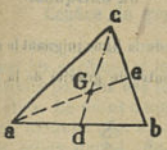


Fig. 41.

Parallélogramme.

G au point de rencontre des diagonales.

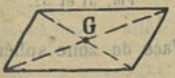


Fig. 42.

Trapèze.

ed joignant les milieux des côtés

$$Gh = \frac{h}{3} \frac{b + 2B}{b + B}.$$

Fig. 43.

Secteur.

$$OG = \frac{2}{3} r \frac{\sin \alpha}{\alpha} = \frac{2}{3} \frac{rc}{A},$$

α en fonction du rayon.

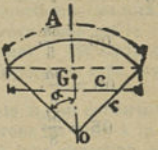


Fig. 44.

Segment.

$$OG = \frac{c^3}{12S},$$

$$OG = \frac{2}{3} \frac{r \sin^3 \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha},$$

S = surface du segment ;
α en fonction du rayon.

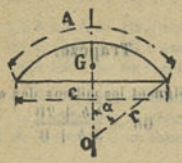


Fig. 45.

Demi-cercle.

$$OG = \frac{4}{3}\frac{r}{\pi} = 0{,}424r.$$

Fig. 46.

Segment de parabole.

$$OG = \frac{3h}{5}.$$

$$OS = \frac{3h}{5},$$

$$GS = \frac{3l}{8}.$$

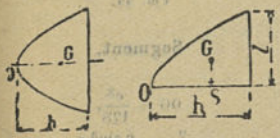


Fig. 47 et 48.

Prisme et cylindre à bases normales ou obliques.

G Milieu de la ligne joignant les centres de gravité des deux bases, cette ligne passant aussi par les centres de gravité des sections normales aux génératrices.

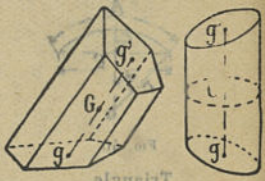


Fig. 49 et 50.

Pyramide, cônes droits ou obliques.

G au $\frac{1}{4}$ de la ligne joignant le sommet au centre de gravité de la base.

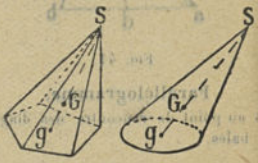


Fig. 51 et 52.

Surface de zone sphérique.

Centre de gravité de la surface

sphérique seulement :

$$GO = GO'.$$

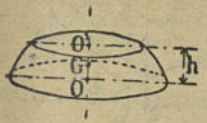


Fig. 53.

Volume de segment sphérique.

$$G = \frac{3}{4}\,\frac{(2r-h)^2}{3r-h}.$$

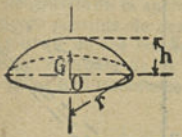


Fig. 54.

Surface de segment sphérique.

$$GO = GP.$$

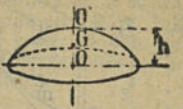


Fig. 55.

Volume de secteur sphérique.

$$OG = \frac{3}{4}\,r\,(1 + \cos\alpha)$$
$$= \frac{3}{4}\left(r - \frac{h}{2}\right).$$

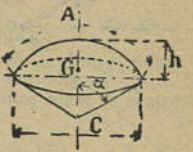
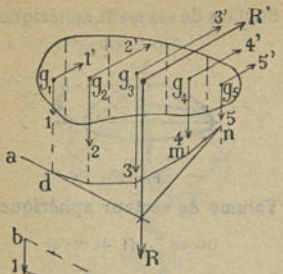


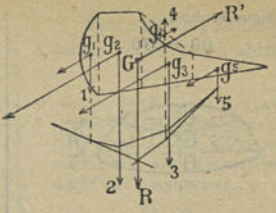
Fig. 56.

Centre de gravité d'une surface quelconque.

On décompose la surface donnée en surfaces partielles dont on sait trouver les surfaces et les centres de gravité. On applique aux centres de gravité partiels des forces parallèles proportionnelles aux surfaces partielles. Le point d'application de leur résultante est le centre de gravité cherché (*fig.* 57). Les forces appliquées à des surfaces à soustraire, telles que 4 (*fig.* 58 et 59), sont dirigées en sens inverse des autres.

Pour trouver la direction de la résultante R, on construit le polygone des forces *bc* en portant toutes les forces les unes à la suite des autres dans leurs sens et parallèlement à leur direction commune. On joint un point quelconque *o* à chaque sommet de ce polygone (qui est une ligne droite, puisque les forces sont parallèles). Par un point quelconque *a*, on mène une parallèle à la ligne *ob* aboutissant au commencement de 1, jusqu'à sa rencontre *d* avec cette force : par *d* on mène une parallèle à la ligne aboutissant au commencement de 2 jusqu'à sa rencontre avec la force 3, et ainsi de suite jusqu'à la parallèle *mn* à la ligne *o*5 aboutissant au commencement de 5. La parallèle à *oc* menée par le point *n* coupe la première ligne *ad* en un





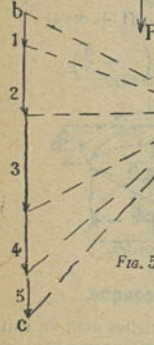


Fig. 57.

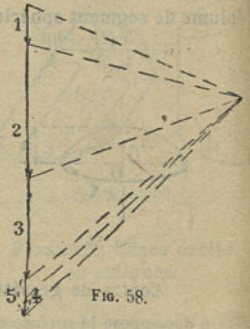
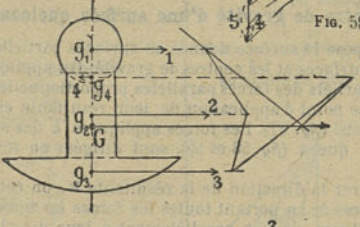


Fig. 58.



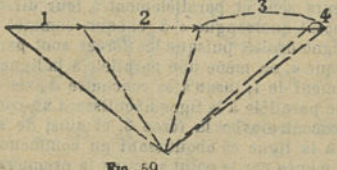


Fig. 59.

point de la résultante R. qui est parallèle à la direction générale des forces et proportionnelle à *bc*.

Si la surface comporte un axe de symétrie (*fig.* 60), le centre de gravité est à la rencontre de cet axe et de la résultante. Si la surface est dissymétrique, on fait une seconde composition de forces dans une direction différente (*fig.* 57 et 58) et la rencontre des deux résultantes R et R′ est le centre de gravité cherché.

Détermination expérimentale du centre de gravité.

On découpe dans une feuille de carton ou de métal homogène et d'égale épaisseur une surface égale ou semblable à la surface donnée, et on la place en équilibre dans deux directions différentes sur un biseau.

Fig. 60.

La rencontre des deux lignes d'équilibre est le centre de gravité de la surface.

Il est encore possible de suspendre la feuille de carton par un de ces points (*fig.* 60), elle se tient en équilibre et on mène la verticale de ce point A ; on recommence pour un deuxième point B ; l'intersection des deux droites donne le centre de gravité G.

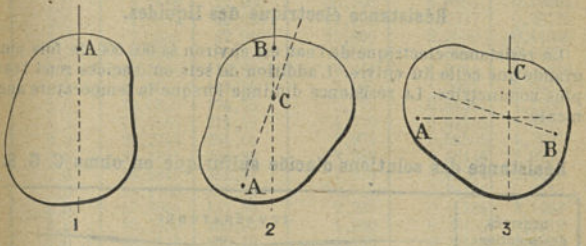


Fig. 61.

Comme moyen de vérification, on peut reprendre par un troisième point quelconque G ; la verticale doit passer le point G.

Centre de gravité d'un volume quelconque.

On décompose ce volume en volumes partiels aux centres de gravité desquels on applique des forces parallèles dont on cherche le point d'application de la résultante, qui est le centre de gravité cherché.

PHYSIQUE

UNITÉS

Densité et poids (Voir annexe, page XXVII).

TABLES

Table du poids du mètre carré de feuilles de différents métaux.
(Voir annexe, page XXIX.)

Points de fusion, Points d'ébullition, Coefficients de dilatation linéaire (Voir annexe, page XXXII).

Résistance électrique des liquides.

La résistance électrique de l'eau est environ 44.000.000 de fois plus grande que celle du cuivre. L'addition de sels ou d'acides rend l'eau plus conductrice. La résistance diminue lorsque la température augmente.

Résistance des solutions d'acide sulfurique en ohms C. G. S.

DENSITÉS des solutions d'acide sulfurique	TEMPÉRATURES				
	0°	4°	8°	16°	24°
1,1	1,38	1,18	1,05	0,855	0,745
1,2	1,34	1,12	0,94	0,673	0,491
1,3	1,37	1,14	0,95	0,669	0,477
1,4	1,71	1,49	1,31	1,06	0,906
1,5	2,77	2,43	2,15	1,72	1,54
1,6	4,87	4,21	3,66	2,78	2,23
1,7	9,51	7,75	6,32	4,28	3,10

Poids et résistance des fils de cuivre pur.

DIAMÈTRES en millimètres	SECTIONS en millimètres carrés	POIDS en grammes par mètre	LONGUEURS en mètres par kilogramme	RÉSISTANCES en ohms à 0° par kilomètre	RÉSISTANCES en ohms à 0° par kilogramme
0,1	0,0079	0,0699	14306,0	2034,2	0,00049
0,2	0,0314	0,2796	3576,5	508,23	0,00197
0,3	0,0707	0,6291	1589,6	226,02	0,00442
0,4	0,1257	1,1184	894,13	127,14	0,00787
0,5	0,1963	1,7475	572,24	81,367	0,01229
0,6	0,2827	2,5164	397,39	56,504	0,01770
0,7	0,3848	3,4251	291,96	41,514	0,02409
0,8	0,5027	4,4736	223,53	31,784	0,03146
0,9	0,6362	5,6619	176,62	25,113	0,03982
1,0	0,7854	6,9900	143,06	20,342	0,04916
1,5	1,7671	15,728	63,582	9,0407	0,11060
2,0	3,1416	27,960	35,765	5,0854	0,19664
2,5	4,9087	43,688	22,890	3,2547	0,30725
3,0	7,0636	62,910	15,896	2,2550	0,44346
3,5	9,6211	85,628	11,678	1,6608	0,60221
4,0	12,5664	111,84	8,941	1,2714	0,78656
4,5	15,9043	141,55	7,065	1,0045	0,99549
5,0	19,6350	174,75	5,722	0,81367	1,2290
5,5	23,7583	211,45	4,729	0,67245	1,4871
6,0	28,2743	251,64	3,974	0,56505	1,7697
6,5	33,1831	295,33	3,386	0,48146	2,0770
7,0	38,4845	342,51	2,920	0,41514	2,4088
7,5	44,1786	393,19	2,545	0,36163	2,7653
8,0	50,2655	447,36	2,235	0,31784	3,1463
8,5	56,7450	505,03	1,980	0,28155	3,5518
9,0	63,6173	566,19	1,766	0,25113	3,9820
9,5	70,8822	630,85	1,585	0,22539	4,4367
10,0	78,5398	699,00	1,431	0,20342	4,9160

CHALEURS SPÉCIFIQUES. — CHALEURS LATENTES

SYMBOLES chimiques	CORPS	CHAL. LATENTES fusion	CHAL. LATENTES vaporisat.	CHALEURS spécifiques
C^2H^6O	Alcool (de 23 à 43°) (liquide)	»	207	0,605
Pb	Antimoine (solide)	»	»	0,0507
Al	Aluminium (solide)	»	»	0,2181
Ag	Argent (solide)	21,07	»	0,057
As	Arsenic (solide)	»	»	0,0814
AzO^3H	Acide azotique (liquide)	»	»	0,6614
HCl	— chlorhydrique (liquide)	»	»	0,600
SO^4H^2	— sulfurique (liquide)	»	»	0,335
AzO^3K	Azotate de potasse (liquide)	»	47,37	0,3319
AzO^3Na	— de soude (liquide)	»	62,98	0,4130
Air	sous volume constant	»	»	0,1686
	sous pression constante	»	»	0,2375
Az	Azote sous volume constant	»	»	0,1730
	Azote sous pression constante	»	»	0,2440
AzH^3	Ammoniaque sous volume constant	»	»	0,391
	Ammoniaque sous pression constante	»	»	0,508
C^2H^6O	Alcool (vapeur) sous volume constant	»	»	0,410
	Alcool (vapeur) sous press. constante	»	»	0,4513
CO^2	Acide carbonique sous volume constant	»	»	0,1535
	Acide carbonique sous press. constante	»	»	0,2164
C^6H^6	Benzine (liquide) de 15 à 20°	»	»	0,393
	Benzine (liquide) de 23 à 43°	»	»	0,450
	— (vapeur) sous volume constant	»	»	0,350
	— (vapeur) sous press. constante	»	»	0,3754
Bi	Bismuth (solide)	12,64	»	0,0308
	— (liquide)	»	»	0,0363
	Bois de chêne	»	»	0,57
	Bois de pin	»	»	0,65
	Briques	»	»	0,19 à 0,24
CO^3Na^2	Carbonate de soude (solide)	»	»	0,2728
CaO	Chaux vive	»	»	0,2169
$CaCl^2$	Chlorure de calcium (solide)	66,80	»	0,1642
	— de sodium (solide)	»	»	0,214
CO^3Ca	Coke	»	»	0,201
	Craie	»	»	0,215
Cu	Cuivre solide	30	»	0,0952
	Cuivre liquide	»	»	»
Cl	Chlore sous volume constant	»	»	0,0983
	Chlore sous pression constante	»	»	0,1214
H^2O	Eau (glace)	79,25	»	0,504

Symboles chimiques	Corps	Chal. latentes fusion	Chal. latentes vaporisat.	Chaleurs spécifiques
H^2O	Eau (liquide)	»	531	1,000
	Esprit-de-bois (de 15 à 20°)	»	»	0,609
	Essence de térébenthine (liquide)	»	76,8	0,4267
	— (vapeur) sous volume constant	»	»	»
	— (vapeur) sous press. constante	»	»	0,5061
Sn	Etain solide	14,25	»	0,0562
	Etain liquide	»	»	0,0637
SO^3H C^2H^5	Ether sulfurique (liquide)	»	96,8	0,5157
	— sulfurique (vapeur). sous volume constant	»	»	0,453
	— sulfurique (vapeur). sous press. constante	»	»	0,481
Fe	Fer de 0 à 1.000°	»	»	0,1710
	Fonte blanche	34	»	0,1298
	— grise	25	»	»
H	Hydrogène sous volume constant	»	»	2,4146
	Hydrogène sous pression constante	»	»	3,4046
I	Iode (solide)	11,7	»	0,0541
	— (liquide)	»	23,95	0,1082
	Laitier des hauts fourneaux	50	»	»
	Laiton	»	»	0,0939
Hg	Mercure (liquide)	»	»	0,0335
	— (solide)	2,84	»	0,0325
CH^4	Méthane sous volume constant	»	»	0,468
	Méthane sous pression constante	»	»	0,593
	Marbre	»	»	0,210
MgO	Magnésie	»	»	0,2439
Ni	Nickel (solide)	»	»	0,1108
Au	Or (solide)	»	»	0,0324
O	Oxygène sous volume constant	»	»	0,1548
	Oxygène sous pression constante	»	»	0,2182
CO	Oxyde de carbone sous volume constant	»	»	0,1535
	Oxyde de carbone sous press. constante	»	»	0,2164
P	Phosphore (solide)	5,03	»	0,1788
	— (liquide)	»	»	0,2041
Pt	Platine (solide)	»	»	0,0324
Pb	Plomb (solide)	5,37	»	0,0314
	— (liquide)	»	»	0,0402
S	Soufre (solide)	9,37	»	0,2026
	— (liquide)	»	»	0,2340
	Soudure (Pb, 1 ; Sn, 1)	»	»	0,0407
	— (Pb, 1 ; Sn, 2)	»	»	0,0451
	Térébenthine (liquide)	»	76,8	0,4267
H^2O	Vapeur d'eau sous volume constant	»	»	0,3337
	Vapeur d'eau sous pression constante	»	»	0,4750
	Verre de 0 à 100°	»	»	0,177
Zn	Zinc (solide)	28,13	»	0,0956

DILATATION CUBIQUE DES LIQUIDES

Symboles chimiques	LIQUIDES	DILATATION pour 100°	Symboles chimiques	LIQUIDES	DILATATION pour 100°
H^2O	Eau de 4° à 100°.	0,043		Huiles végétales..	0,08
	— 4° à — 99°	— 0,00163		Alcool	0,1126
Az^2O^5H	Acide nitrique ...	0,110	Hg	Mercure (*réelle*)..	0,018018
SO^4H^2	Acide sulfurique .	0,060	Hg	— (*apparente dans le verre*).	0,01543
	Essence de térébenthine	0,070			

DILATATION DES GAZ

L'air se dilate environ de $\alpha = \frac{1}{273}$ de son volume pour une élévation de température de 1°.

Loi de Gay-Lussac. — Sous pression constante, on a :

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2},$$

V_1 et V_2 étant les volumes aux températures t_1 et t_2 ; $(1 + \alpha t)$ est appelé *binôme de dilatation.*

Loi de Mariotte : $\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$. — Sous température constante, les pressions sont en raison inverse des volumes.

La combinaison des lois de Mariotte et de Gay-Lussac donne :

$$\frac{p_1 V_1}{p_2 V_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2},$$

d'où

$$\frac{p_1 V_1}{273 + t_1} = \frac{p_2 V_2}{273 + t_2} = C^{te} = R.$$

Pour l'air..... R = 29,272
— l'azote..... = 30,134
— l'hydrogène..... = 422,612
— l'oxygène..... = 26,475

POUVOIR ÉMISSIF ET ABSORBANT

Le pouvoir *émissif* de chaleur d'un corps est égal à son pouvoir *absorbant*. En général, le pouvoir émissif est maximum pour les corps mats et noirs, et minimum pour les corps polis et blancs.

Le pouvoir émissif du noir de fumée étant pris pour unité, les pouvoirs des corps sont :

Pouvoirs émissifs.

Symboles chimiques	CORPS	POUVOIR émissif	Symboles chimiques	CORPS	POUVOIR émissif
	Noir de fumée...	1,00		Feuille d'argent sur	
H^2O	Eau.....	1,00		verre	0,27
	Céruse (mate)....	1,00		Fonte polie.....	0,25
	Papier	0,98		Fer poli.....	0,23
	Marbre.....	0,96	Zn	Zinc poli.....	0,19
	Colle de poisson..	0,91		Acier poli.....	0,17
	Verre.....	0,90	Sn	Etain	0,15
	Glace.....	0,85	Cu	Cuivre rouge verni	0,14
	Encre de Chine...	0,85		Laiton poli gras...	0,11
	Gomme laque....	0,72		Laiton poli vif....	0,07
Ag	Argent mat.....	0,54	Au	Or poli, sur acier..	0,03
Pt	Platine laminé ...	0,41	Ag	Argent poli.....	0,02
Cu	Cuivre en feuilles.	0,35			

CONDUCTIBILITÉ CALORIFIQUE

La quantité de chaleur transmise au travers d'une paroi est proportionnelle à l'écart de température $t - t'$ des deux faces, à la surface S, inversement proportionnelle à l'épaisseur e de la paroi et proportionnelle à un coefficient K :

$$Q = KS \frac{t - t'}{e}.$$

Lorsque la circulation des fluides est extrêmement vive sur les deux faces, le coefficient K a les valeurs suivantes :

Valeurs de K.

SYMBOLES chimiques	CORPS	K	CORPS	K
Au	Or	77	Marbre.....	3
Ag	Argent.....	75	Plâtre.....	0,33
Pt	Platine	75	Liège.....	0,14
Cu	Cuivre	69	Sable.....	0,27
Fe	Fer.....	28	Bois.....	0,10 à 0,17
Zn	Zinc	28	Limaille de fer.....	0,16
Sn	Etain	22	Cendres.....	0,06
Pb	Plomb	14		

La surface étant exprimée en mètres carrés, l'épaisseur en mètres et Q étant la quantité de calories par heure.

Exemple. — Une plaque de cuivre de 1 décimètre carré ayant une épaisseur de 10 millimètres et pour une différence de température de 50° entre les deux faces transmettra en une heure :

$$Q = 69 \times \frac{50}{0{,}01} \times 0{,}01 = 3.450 \text{ calories.}$$

Les conditions de circulation suffisante sont rarement réalisées dans la pratique. De plus, on connaît rarement les températures des faces, qui sont différentes de celles des fluides qui les baignent.

Transmission de la chaleur à travers une paroi. — D'après Dulong et Petit, la quantité de chaleur transmise à l'air par la vapeur d'eau au travers d'une paroi métallique est :

$$M = ks\,(t' - t)^{1{,}233}.$$

M, chaleur en calories par heure ;
s surface en mètres carrés ;
t', température de la vapeur ;
t température du milieu à échauffer ;
k, coefficient ayant, d'après Fouché, et pour le *premier degré d'écart*, les valeurs suivantes :

Dans l'air calme	$k = 5{,}69$
Dans un courant d'air transversal.....	$k = 14{,}15$ (vitesse 1m,87)
— —	$k = 23{,}90$ (— 4m,30)
— —	$k = 26{,}80$ (— 4m,80)
Dans l'eau non bouillante	$k = 371$
Dans l'eau en ébullition.....	$k = 2.000$ à 2.500

Pour la transmission de la chaleur de l'eau (radiateurs) à l'air, on peut prendre $k = 35$ à 40, avec une bonne ventilation et une circulation active.

CALCUL DU POIDS DES PIÈCES COULÉES D'APRÈS LE MODÈLE

Le poids d'une pièce coulée = $p \times$ poids du modèle. — Le facteur p dont les principales valeurs sont données ci-après, est obtenu par le rapport du poids spécifique du métal coulé et de la matière du modèle.

Si le modèle n'affecte pas la forme définitive de la pièce coulée, il faut alors, pour obtenir le poids de celle-ci, déterminer son volume en décimètres cubes que l'on multipliera par le poids spécifique du métal coulé. Procéder de même lorsque les dimensions de la pièce ne sont établies que sur dessin.

VALEUR DE p

Matière du modèle	Facteur p quand la pièce est en							
	Fonte	Laiton	Tombac	Bronze	Zinc	Cuivre	Aluminium	10 % Br d'alum.
Acajou	11.7	13.2	13.7	13.5	11.2	13.7	4.4	12.7
Anne	12.8	14.3	14.9	14.7	12.2	15.0	4.6	13.2
Bouleau	10.6	11.9	12.3	12.2	10.2	12.3	4	11.7
Chêne	9	10.1	10.4	10.3	8.6	10.4	3.3	9.5
Etain	0.89	1	1.03	1.03	0.95	—	0.37	1.5
Fonte	0.97	1.09	1.13	1.12	0.93	—	0.36	1.6
Hêtre	9.7	10.9	11.4	11.3	9.4	11.4	3.5	10
Laiton	0.84	0.95	0.99	0.98	0.81	0.99	0.33	0.95
Plomb	0.64	0.72	0.74	0.74	0.61	—	0.23	0.67
Poirier	10.2	11.5	11.9	11.8	9.8	11.9	3.8	10.1
Sapin	14.0	15.8	16.7	16.3	13.5	14.5	5.3	15.3
Tilleul	13.4	15.1	15.7	15.5	12.9	16.7	4.8	13.9
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	0.96	[illegible]	0.38	1.8

DILATATION ET RETRAIT DES SOLIDES

SYMBOLES chimiques	CORPS	COEFFICIENTS de dilatation pour 100°	RETRAIT en longueur	RETRAIT en surface	RETRAIT en volume
	Acier fondu	0,001225	»	»	»
	— coulé	»	0,014	0,028	0,042
	— recuit	0,00115	»	»	»
	— trempé	0,001225	»	»	»
	Alliage Cu 8, Sn 1	0,00182	0,01	0,02	0,03
Al	Aluminium	»	0,016	0,032	0,048
Sb	Antimoine	0,00108	»	»	»
Ag	Argent	0,00208	»	»	»
Bi	Bismuth	0,00139	»	»	»
	Bois de sapin	0,000776	»	»	»
	Bronze ordinaire	0,00182	0,01	0,02	0,03
	— des cloches	»	0,016	0,032	0,048
Cu	Cuivre rouge	0,00172	»	»	»
H^2O	Eau (glace) pour 1°	0,000050	»	»	»
Sn	Etain	0,00228	0,0078	0,0156	0,0234
Fe	Fer	0,00118	»	»	»
	Fonte malléable	»	0,02	0,04	0,06
	Fonte grise	0,0011	0,0075	0,0150	0,0225
	Granite	0,00087	»	»	»
	Grès	0,00171	»	»	»
	Laiton	0,00188	0,0154	0,0308	0,0462
	Marbre blanc	0,0012	»	»	»
Au	Or	0,001466	»	»	»
Pd	Palladium	0,00100	»	»	»
Pt	Platine	0,000884	»	»	»
Pb	Plomb	0,002867	0,0109	0,0217	0,0323
	Soudure (Cu, 2 ; Zn, 1)	0,00206	»	»	»
	— (Pb, 2 ; Sn, 2)	0,0025	»	»	»
	Verre ordinaire	0,00086	»	»	»
	Verre (Crown)	0,00090	»	»	»
Zn	Zinc fondu	0,00294	0,0161	0,0323	0,0486
	— martelé	0,00311	»	»	»

RETRAIT DES PRINCIPAUX BOIS

Espèce	Retrait dans le sens		
	de l'axe %	du rayon %	des fibres %
Aune	0,369	2,91	5,07
Bouleau	0,222	3,86	9,30
Charme	0,400	6,66	10,30
Chêne	0,400	3,90	7,55
Erable	0,072	3,35	6,59
Hêtre	0,200	5,03	8,06
Mélèze	0,075	2,17	6,32
Orme	0,124	2,94	6,22
Peuplier	0,125	2,59	6,40
Pin	0,076	2,41	6,18
Poirier	0,228	3,94	12,70
Sapin	0,122	2,91	6,72
Tilleul	0,208	7,79	11,50

Évaluation des températures, d'après les colorations de l'acier.

COULEURS	TEMPÉRATURE	COLORATION DU REVENU	TEMPÉRATURE
Rouge naissant	525°	Jaune clair	221°
— sombre	700	— foncé	232
Cerise naissant	800	Ambre	243
—	900	Gorge de pigeon	254
— clair	1.000	Lilas	265
Orangé foncé	1.100	Violet foncé	277
— clair	1.200	Bleu indigo	280
Blanc	1.300	— ordinaire	293
— soudant	1.400	Vert d'eau	332
— éblouissant	1.500 à 1.600	Gris noir	400

TENSIONS DE LA VAPEUR D'EAU

Pour transformer 1 kilogramme d'eau à t° en 1 kilogramme de vapeur à t°, il faut une quantité de chaleur C exprimée en calories

$$C = 606,5 - 0,695t.$$

c'est la chaleur latente de vaporisation.

La chaleur totale de vaporisation, eau à 0° tranformée en vapeur à t° est donnée par :

$$C' = 606,5 + 0,305t.$$

Pour amener l'eau de la température 0° à la température t°, à l'état liquide, il faut sensiblement t calories.

Le volume de vapeur à la température t° et à une pression p atmosphères absolues, fourni par 1 kilogramme d'eau, est, en litres :

$$V = 4,543 \frac{273 + t}{p}.$$

Pressions, poids et températures de la vapeur d'eau d'après Regnault.

TEMPÉRATURES	PRESSIONS en atmosphères absolues	PRESSIONS en kilogrammes effectifs par centimètre carré	POIDS du mètre cube de vapeur
	atmosphères	kilogrammes	kilogrammes
46°,2	0,1	— 0,8967	0,0687
81 ,7	0,5	— 0,4833	0,3153
100	1	0,0000	0,5884
106 ,36	1,25	0,2916	0,7232
111 ,74	1,50	0,5499	0,8556
116 ,43	1,75	0,8083	0,9862
120 ,60	2,00	1,0656	1,1151
127 ,80	2,50	1,5832	1,3689
133 ,91	3,00	2,1000	1,6179
144	4,00	3,1335	2,1052
152 ,22	5,00	4,1665	2,5803
159 ,22	6,00	5,2000	3,0462
165 ,34	7,00	6,2330	3,5042
170 ,81	8,00	7,2663	3,9554
175 ,77	9,00	8,3000	4,4006
180 ,31	10,00	9,3329	4,8406
188 ,41	12,00	11,399	5,7065
195 ,53	14,00	13,466	6,5563
198 ,80	15,00	14,489	6,9759

Thermochimie.

La quantité de chaleur dégagée pendant une réaction ne dépend que de l'état initial et de l'état final et non des états intermédiaires, à condition que la réaction s'accomplisse à pression constante ou à volume constant.

Exemple :

État initial	État final
$SO^4H^2 + 2KOH$	$SO^4K^2 + 2H^2O$

Premier cycle

$$SO^4H^2 + 2KOH = SO^4K^2 + 2H^2O + a = 31^{cal},4.$$

Deuxième cycle :

$$2KOH + CO^2 + H^2O = CO^3K^2 + 2H^2O + b = 19^{cal},6,$$
$$CO^3K^2 + SO^4H^2 = SO^4K^2 + CO^2 + H^2O + c = 11^{cal},8.$$
$$a = b + c.$$

Application. — La chaleur dégagée par une réaction est égale à l'excès de la chaleur dégagée par la formation des corps figurant au second membre à partir de leurs éléments sur la chaleur de formation des corps du premier membre.

Exemple : Cas d'un carbure d'hydrogène.

$$\begin{cases} C + H^4 = CH^4 + Q ; \\ C + O^2 = CO^2 + 94^{cal},3 ; \\ H^2 + O = H^2O + 69 \text{ calories} ; \\ CH^4 + 4O = CO^2 + 2H^2O + 213^{cal},5 ; \end{cases}$$
$$Q = 94^{cal},3 + 2 . 69^{cal} - 213^{cal},5 = 18^{cal},8.$$

Principes du travail maximum. — Toute réaction s'accomplissant sans intervention d'énergie étrangère tend vers le système de corps qui dégage le plus de chaleur.

Remarque. — Dans toutes les questions de thermochimie, il faut bien spécifier l'état physique du corps, la variété allotropique du corps auquel on a affaire.

MÉCANIQUE

MOUVEMENT

Mouvement uniforme. — La vitesse v est constante; E, chemin parcouru pendant un temps t:

$$E = vt.$$

Mouvement uniformément varié. — L'accélération est la variation constante de vitesse dans l'unité de temps. Elle est positive si la vitesse augmente, négative dans le cas contraire.

$$V = V_0 \pm jt.$$

$$E = V_0 t \pm \frac{1}{2} jt^2 = \frac{V_0 + V}{2} t.$$

j = accélération, t = temps, V_0 = vitesse initiale,
V et E, vitesses et espaces au bout du temps t.

Si le corps part du repos, $V_0 = 0$, et on a :

$$V = jt, \quad E = \frac{1}{2} jt^2.$$

Mouvement à accélération constante ou variable. — Les temps, accélération, vitesse et espace sont liés par les équations différentielles

$$j = \frac{dv}{dt}, \quad v = \frac{de}{dt}.$$

Mouvement de rotation. — La *vitesse angulaire* ω est le rapport $\frac{V}{R}$ de la vitesse circonférentielle et du rayon; en d'autres termes, c'est la vitesse circonférentielle pour un rayon égal à l'unité :

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

$$V = \omega R.$$

n, nombre de tours par minute;
V, vitesse circonférentielle par seconde.

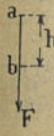


Fig. 62.

Travail de la pesanteur. — Le travail produit par la chute d'un corps est égal au produit du poids par la hauteur verticale, quel que soit le chemin parcouru (*fig.* 62 et 63) :

$$T = P \times h.$$

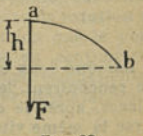


Fig. 63.

Puissance vive (force vive). — La puissance ou force vive $\frac{1}{2}$ MV² d'un corps de masse $M = \frac{P}{g}$, animé d'une vitesse V, est égale au travail nécessaire pour donner ou détruire cette vitesse (*fig.* 64) :

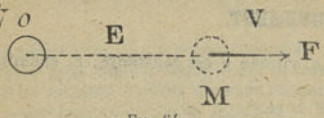


Fig. 64.

$$W = \frac{1}{2} MV^2 = F \times E.$$

F, force dont le travail F × E détruit la puissance vive du corps ;
E, espace parcouru à partir de la vitesse nulle.

Pour faire passer un corps de masse M d'une vitesse V à une vitesse V', il faut lui fournir ou lui enlever un travail W :

$$W = \frac{1}{2} M (V'^2 - V^2).$$

Dans le cas de la chute d'un corps de poids P

$$T = Ph = \frac{1}{2} MV^2.$$

Moment d'inertie.

Si un corps est animé d'un mouvement de rotation et que sa vitesse angulaire soit ω, la puissance vive prend la forme :

$$W = \frac{1}{2} \omega^2 \Sigma mr^2$$

m désignant la masse d'un élément très petit de ce corps, r la distance de cet élément au centre de la circonférence décrite.

L'expression Σmr^2 s'appelle le *moment d'inertie* du corps.

Puissance. — La puissance d'une force est le travail produit par cette force pendant l'unité de temps :

$$P = \frac{F \times E}{t}.$$

Choc des corps.

Lorsque deux corps de masse m_1 et m_2 animés de vitesses v_1 et v_2 se rencontrent, le centre de gravité de l'ensemble continue à se déplacer, après le choc, suivant la ligne droite qu'il suivait avant, et avec la même vitesse.

Quand le déplacement des deux corps se fait suivant une même

ligne droite, la vitesse constante du centre de gravité est :

$$v = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2}.$$

Si les corps sont parfaitement élastiques, la puissance vive totale de l'ensemble ne change pas et on a, v'_1 et v'_2 étant les vitesses de chaque corps après le choc : $m_1 (v_1^2 - v'_1{}^2) = m_2 (v_2^2 - v'_2{}^2)$.

Si les corps sont mous et dépourvus d'élasticité, ils se déplacent tous les deux après le choc avec la vitesse v, et la perte de puissance vive due au choc est :

$$W = \frac{1}{2} (v_1 - v_2)^2 \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}.$$

Les vitesses, dans ces formules, doivent être comptées avec leurs signes.

Pendule.

1° Durée d'oscillation d'un pendule simple :

$$t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}.$$

2° Durée d'oscillation d'un pendule composé :

$$t = \pi \sqrt{\frac{I}{Mdg}}.$$

I, moment d'inertie du pendule par rapport à un axe perpendiculaire au plan d'oscillation et passant par le centre de suspension ;
M, masse du pendule ;
d, distance du centre de gravité au centre de suspension.

Force centrifuge.

La force centrifuge exercée sur un point placé à une distance r en centimètres d'un axe et tournant à une vitesse de n tours à la minute est :

$$\left(\frac{n}{300}\right)^2 r \text{ fois son poids.}$$

Une règle mnémonique simple est la suivante. Un point matériel pesant placé à une certaine distance d'un axe de rotation est soumis à une force centripète, qui dans le cas où la vitesse de rotation est de 300 tours à la minute est autant de fois son poids que le point est éloigné de l'axe, la distance étant exprimée en centimètres ; comme l'on sait que la force en question varie proportionnellement au carré de la vitesse, il est très facile de calculer mentalement la force centrifuge.

MACHINES SIMPLES

Levier.

La somme des moments par rapport au point d'appui des forces qui tendent à faire tourner le levier dans un sens est égale à la somme des moments des forces tendant à le faire tourner en sens inverse.

Train d'engrenages.

Sans tenir compte du frottement :

$$Q = P\frac{R_1 \times R_2 \times R_3 \times R_4}{r_1 \times r_2 \times r_3 \times r_4},$$

$$e' = e\frac{P}{Q} = e\frac{r_1 \times r_2 \times r_3 \times r_4}{R_1 \times R_2 \times R_3 \times R_4} \text{ (fig. 65).}$$

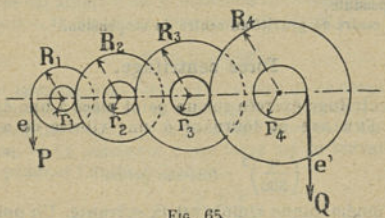


Fig. 65.

Pour n arbres, les produits des rayons sont $R_1 \times R_2 \times \ldots \times R_n$, roues commandées, et $r_1 \times r_2 \times \ldots \times r_n$, roues de commande.

En tenant compte du frottement des dentures :

$$Q = P\frac{R_1 \times R_2 \times R_3 \times \ldots \times R_n}{r_1 \times r_2 \times r_3 \times \ldots \times r_n}(1 - \lambda_{1,2})(1 - \lambda_{2,3})\ldots(1 - \lambda_{(n-1),n}).$$

$\lambda_{1,2}$, $\lambda_{1,3}$, ... étant les rapports du travail de frottement et du travail moteur pour chaque paire d'engrenages r_1 et R_2, r_2 et R_3, ..., r_{n-1} et R_n.

Pour des profils à développantes :

$$\lambda_{1,2} = \pi f \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{N_2}\right) 0{,}66\iota, \qquad \lambda_{2,3} = \pi f \left(\frac{1}{n_2} + \frac{1}{N_3}\right) 0{,}66\iota,$$

$$\lambda_{(n-1),n} = \pi f \left(\frac{1}{n_{(n-1)}} + \frac{1}{N_n}\right) 0{,}66\iota.$$

$n_1, n_2, \ldots, N_2, N_3, \ldots$, nombres de dents des roues $r_1 r_2, \ldots, R_2, R_3, \ldots$;
f coefficient de frottement de glissement des surfaces des dentures ;
ι, rapport de l'arc conduit au pas, donné à l'article *Frottement des engrenages* (p. 251).

Le rendement, rapport du travail résistant T_r et du travail moteur T_m, est pour P l'effort moteur :

$$R_P = \frac{T_r}{T_m} = \frac{Qe'}{Pe} = (1 - \lambda_{1,2})(1 - \lambda_{2,3}) \ldots (1 - \lambda_{(n-1),n}),$$

et lorsque Q est l'effort moteur :

$$R_Q = \frac{Pe}{Qe'} = (1 - \lambda_{1,2})(1 - \lambda_{2,3}) \ldots (1 - \lambda_{(n-1),n}).$$

Exemple. — Pour 3 trains d'engrenages (4 arbres), chacun dans le rapport $\frac{1}{2}$, soit un rapport final de $\frac{1}{8}$, et pour lesquels les nombres de dents sont de 15 et 30, le coefficient de frottement 0,1 et $\iota = 1{,}8$, on aura :

$$\lambda = 3{,}14 \times 0{,}1 \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{30}\right) 0{,}66 \times 1{,}8 = 0{,}037 ;$$

le rendement sera :

$$R = (1 - 0{,}037)^3 = \overline{0{,}963}^3 = 0{,}893,$$

soit 10,7 0/0 de perte par frottement des dentures.

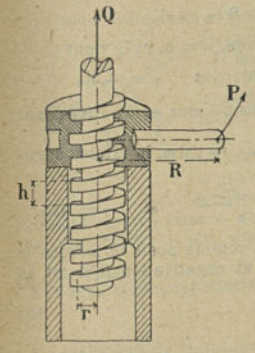


Fig. 66.

Vérins à vis à filets carrés.

En tenant compte du frottement :

$$Q = P \frac{R(2\pi r - fh)}{r(h - 2\pi r f)};$$

r, rayon moyen des filets ;
h, le pas ;
f, coefficient de frottement,

les unités étant le millimètre et le kilogramme. La vis cesse d'être réversible pour :

$$\frac{h}{2\pi r} \leq f.$$

Lorsque la vis est à filets trapézoïdaux ou triangulaires, le rendement est diminué (voir au paragraphe *Vis*, p. 71).

Trains épicycloïdaux.

Les deux roues r_1 et r_2 solidaires (*fig.* 67) et le levier oo' tournant autour du centre o, soient :

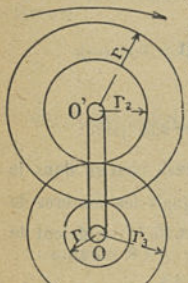


FIG. 67.

ω, la vitesse angulaire de r ;
α, la vitesse angulaire de oo' ;
ω', la vitesse angulaire absolue de r_3 ;
γ, la vitesse relative de r_3 par rapport à oo' ;
R, la raison du train d'engrenages, c'est-à-dire

$$R = \frac{r \cdot r_2}{r_1 \cdot r_3}.$$

On a :

$$R = \frac{\omega - \alpha}{\omega - \alpha} \quad \text{ou} \quad \omega' = \alpha(1 - R) + \omega R,$$

$$\gamma = R(\omega - \alpha).$$

Si la roue r est fixée, $\omega = 0$, et il vient :

$$\omega' = \alpha(1 - R) \quad \text{et} \quad \gamma = -R\alpha.$$

Les vitesses sont comptées positives dans un sens et négatives dans le sens inverse.

Lorsque le nombre d'engrenages r, r_1, ... r_m est m, la vitesse angulaire de la dernière roue est :

$$\omega = \alpha(1 + R_m) - \omega R_m \quad \text{ou} \quad R_m = \frac{\omega' - \alpha}{\alpha - \omega} \quad \text{et} \quad \gamma = R_m \alpha,$$

R_m étant la raison du train considérée comme positive lorsque le nombre de roues est $4n + 1$ et $4n + 2$, et négative lorsqu'il est $4n$ et $4n - 1$, n étant un nombre entier.

FROTTEMENT

Frottement de glissement.

Le coefficient de frottement entre deux surfaces est le rapport entre l'effort nécessaire pour les faire glisser l'une sur l'autre et la pression entre les deux surfaces (*fig.* 68) :

$$f = \frac{F}{P}.$$

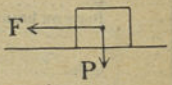


Fig. 68.

On admet, en pratique, que le coefficient de frottement est indépendant de la pression par unité de surface, que le frottement est le même pour une même pression, quelle que soit l'étendue des surfaces en contact et indépendant de la vitesse. Ceci est très sensiblement vrai pour le frottement immédiat, mais n'est pas vrai pour le frottement médiat, qui est le frottement se produisant dans les machines où un intermédiaire lubrifiant, généralement un liquide, est interposé entre les surfaces en mouvement. Le coefficient de frottement augmente généralement avec la pression par unité de surface, par suite de l'expulsion des intermédiaires lubrifiants.

On pose généralement :

$$f = \tan \alpha.$$

L'angle α donne alors l'inclinaison minimum d'un plan sur lequel un corps glisse par son propre poids (*fig.* 78).

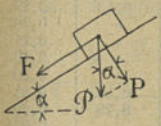


Fig. 69.

Il faut distinguer deux coefficients de frottement : le coefficient de frottement au départ et le coefficient de frottement pendant le mouvement.

Si un corps (*fig.* 69) est placé sur un plan incliné, il faudra, pour que le corps commence à glisser, que l'angle du plan avec le plan horizontal atteigne une certaine valeur α ; pour entretenir le mouvement de façon uniforme, il faudra donner à cet angle une valeur α_2 telle que :

$$\alpha_2 < \alpha_1.$$

Ces deux angles caractérisant les coefficients de frottement, on voit que :

$$f_2 < f_1.$$

Le coefficient de frottement pendant le mouvement est plus faible que le coefficient par frottement au départ.

Coefficients de frottement.

SURFACES FROTTANTES	ÉTAT des surfaces	FROTTEMENT au départ	FROTTEMENT en marche
Fer sur fer.....	sèches	»	0,40
— —	peu graissées	0,13	»
— fonte ou bronze.....	sèches	0,19	0,18
— —	peu graissées	»	0,16
— —	bien graissées	»	0,10
— chêne ..... = (*)	humides	0,65	0,26
— —	suiffées	0,11	0,08
Acier trempé sur acier trempé .	graissage moyen	»	0,10
— — .	graissage abondant	»	0,07
— — .	graissage sous pression	»	0,05
— bronze.....	graissage moyen	»	0,10
— —	graissage sous pression	»	0,05
Acier non antifriction.....		0,05	
Garnitures amiantées sur acier	non graissé	0,25 à 0,40	
— — —	graissé	0,1 à 0,15	
Plaques d'acier trempé sur plaques d'acier trempé ou de bronze avec faible charge par centimètre carré.....	baignant dans l'huile	0,08	0,04
Chêne sur chêne .. = + (*)	sèches	0,54	0,34
— — .. = +	savonnées	0,44	0,16
— — .. = +	humides	0,71	0,25
— — ..... +	sèches	0,43	0,19
Bronze sur bronze.....	—	»	0,20
— fonte.....	—	»	0,21
Cuir sur fonte polie.....	—	»	0,10
— —	grasses	»	0,20
— chêne.....	sèches	0,43	0,33
— —	humides	0,79	0,29
Corde neuve sur fonte polie .	sèches	»	0,075
— chêne.....	—	0,80	0,52
Caoutchouc sur fonte polie..	—	»	0,20
Fer sur sol moyen	—	»	0,35
Caoutchouc sur sol moyen...	—	»	0,65
— — ...	humides	»	0,30
— — ...	boueuses	»	0,10
— — ...	très mouillées	»	0,25

(*) = parallèle aux fibres ; + perpendiculaire aux fibres.

Frottement de roulement.

Pour faire rouler un rouleau de rayon r, il faut un effort approximatif :

$$F = f\frac{P}{r} \text{ (fig. 70).}$$

f, coefficient de frottement de roulement
F et P, en kilogrammes
r, en mètres.

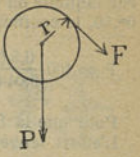


Fig. 70.

Valeurs de f.

SURFACES	ÉTAT DES SURFACES	f
Roues en fonte sur rails en fonte	sèches	0,0006
— en fer sur rails en fer ...	sèches	0,0005
— — sur sol.....	très sec, peu de poussière	0,0010
— — —	peu humide, beaucoup de poussière	0,0014
— — —	humide, sans boue	0,0015
— — —	très solide, mouillé	0,0017
— — —	boue épaisse	0,0025
— — —	pavé de grès, sec	0,0009

Vis à filets carrés.

La force F appliquée à un rayon R donne une pression P (*fig.* 71 et 72) :

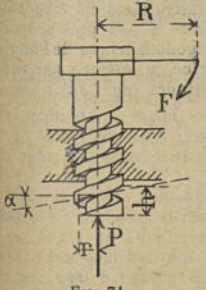


Fig. 71.

$$P = F \times \frac{R\,(2\pi r - fh)}{r\,(h + 2\pi r f)} = F\,\frac{R}{r} \times \frac{1}{\tan\,(\alpha + \varphi)}$$

r, rayon moyen des filets ;
h, pas ;
f, coefficient de frottement ;
α, angle du filet avec la perpendiculaire aux génératrices ;
φ, angle de frottement, $\tan\varphi = f$;
R, r et h étant exprimés en mêmes unités.

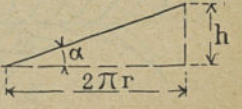


Fig. 72.

Exemple. — Soit une vis

à trois filets de $0^m,04$ de rayon moyen avec un pas de 60 millimètres, sur laquelle on exerce un effort de 100 kilogrammes sur un rayon de $0^m,50$, le coefficient de frottement étant de 0,10 :

$$P = 100 \frac{0,5\,(2 \times 3,14 \times 0,04 - 0,1 \times 0,06)}{0,04\,(0,06 + 2 \times 3,14 \times 0,04 \times 0,1)} = 3.600 \text{ kilogrammes.}$$

Pour que la force P puisse faire tourner la vis, il faut $\alpha > \varphi$.
L'effort tangentiel F résultant sur un rayon R est :

$$F = P \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{f - \operatorname{tang} \alpha}{1 + f \operatorname{tang} \alpha}.$$

Lorsque F est l'effort moteur et P l'effort résistant, le rapport entre les travaux est :

$$\frac{T_m}{T_r} = \frac{f + \operatorname{tang} \alpha}{\operatorname{tang} \alpha\,(1 - f \operatorname{tang} \alpha)} = \frac{\operatorname{tang}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tang} \alpha}.$$

Le rendement maximum a lieu pour $\alpha = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}$:

$$\max \frac{T_r}{T_m} = \frac{\operatorname{tang}\left(45^\circ - \frac{\varphi}{2}\right)}{\operatorname{tang}\left(45^\circ + \frac{\varphi}{2}\right)}.$$

Pour $f = 0,1$, l'angle $\varphi = 6^\circ$

$$\max \frac{T_r}{T_m} = \frac{\operatorname{tang} 42^\circ}{\operatorname{tang} 48^\circ} = \frac{0,90}{1,11} = 0,81, \text{ soit } 81\ 0/0.$$

Fig. 73.

Lorsque la vis est à filets triangulaires ou trapézoïdaux, le frottement est augmenté à peu près proportionnellement à la tangente trigonométrique de l'angle d'inclinaison γ de la génératrice de surface par rapport au plan perpendiculaire à l'axe du cylindre (*fig.* 73).

Vis tangente.

Fig. 74.

Dans les formules qui suivent, la normale commune au contact des dents est considérée comme étant toujours perpendiculaire au rayon de la vis correspondant au point de contact (*fig.* 74).

En pratique, cette normale prend diverses inclinaisons par rapport à la perpendiculaire; le travail du frottement se trouve à peu près augmenté proportionnellement à la tangente tri-

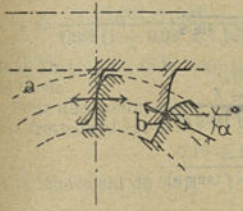


Fig. 75.

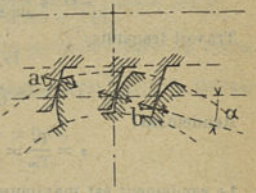


Fig. 76.

gonométrique de la moyenne de l'angle α d'inclinaison considéré sur toute la longueur de l'arc de conduite *ab* (*fig.* 75). Cet angle est constant pour des profils à développante (*fig.* 76), et généralement de 15°. Le frottement est donc augmenté de :

$$\text{tang } 15^\circ = 0{,}27.$$

Conditions d'équilibre. — 1° *La vis est motrice.*

F, effort tangentiel moteur correspondant au rayon r (*fig.* 77);

F', effort résistant transmis à la roue, correspondant au rayon R;

F_1, pression normale totale entre les surfaces en contact;

α, angle de l'hélice moyenne avec les génératrices du cylindre, égal à l'angle d'inclinaison des dents sur un plan perpendiculaire à l'axe de la roue.

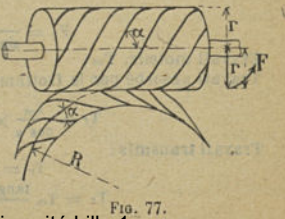


Fig. 77.

f, coefficient de frottement.

$$f = \text{tang}\, \varphi ;$$

φ, angle de frottement:

$$F' = F \frac{\text{tang}\, \alpha - }{1 + f\, \text{tang}\, \alpha} ;$$

$$F_1 = \frac{F}{\cos \alpha + \sin \alpha} .$$

Poussée suivant l'axe de la roue, F;
Poussée suivant l'axe de la vis, F';
Travail moteur, T_m;
Travail absorbé par le frottement:

$$T_f = \frac{T_m}{\sin \alpha} \times \frac{}{\cos \alpha + f \sin \alpha} ;$$

Travail transmis:

$$T_r = T_m - T_f,$$

$$T_r = T_m \frac{\text{tang}\, \alpha - f}{\text{tang}\, \alpha (1 + f\, \text{tang}\, \alpha)} .$$

Rendement:

$$\rho = \frac{T_r}{T_m} = \frac{\text{tang}\, \alpha - }{\text{tang}\, \alpha (1 + f\, \text{tang}\, \alpha)} .$$

Le rendement est maximum pour:

$$\alpha = 45^\circ + \frac{\varphi}{2} .$$

2° *La roue est motrice.*

F', effort moteur tangentiel à la roue;
F, effort transmis tangentiel à la vis;
F_1, pression normale;
α, f et φ, les mêmes que dans le cas précédent

$$F = F' \frac{1 - f\, \text{tang}\, \alpha}{\text{tang}\, \alpha + f} ;$$

$$F_1 = \frac{F'}{\sin \alpha + f \cos \alpha} .$$

Travail moteur, T_m;
Travail absorbé par le frottement:

$$T_f = \frac{T_m}{\cos \alpha} \times \frac{f}{\sin \alpha + f \cos}$$

Travail transmis:

$$T_r = T_m - T_f,$$

$$T_r = T_m \frac{\text{tang}\, \alpha (1 - f\, \text{tang}\, \alpha}{\text{tang}\, \alpha + f}$$

Rendement :

$$\rho = \frac{T_r}{T_m} = \frac{\text{tang}\,\alpha\,(1 - f\,\text{tang}\,\alpha)}{\text{tang}\,\alpha + f}.$$

Le rendement est maximum pour :

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}.$$

Avec des surfaces très dures, bien polies, baignant dans l'huile et les poussées des arbres se faisant sur des butées à billes, le rendement d'une vis et d'une roue, ou *vice versa*, peut atteindre près de 90 0/0.

Pour $f = 0{,}08$, $\varphi = 4^\circ\ 1/2$, le rendement maximum a lieu pour $\alpha = 47^\circ\ 1/4$ dans le premier cas et $42^\circ\ 3/4$ dans le second ; il est de :

$$\rho = \frac{1{,}082 - 0{,}08}{1{,}082\,(1 + 0{,}08 \times 1{,}082)} = \frac{0{,}925\,(1 - 0{,}08 \times 0{,}925)}{0{,}925 + 0{,}08} = 0{,}85,$$

dans l'hypothèse de la normale au contact perpendiculaire au rayon de la vis.

Pour une inclinaison $\gamma = 15^\circ$ de cette normale, la perte de travail par frottement est de :

$$0{,}15 + 0{,}27 \times 0{,}15 = 0{,}19,$$

et le rendement de 0,81.

MOMENTS D'INERTIE

Le moment d'inertie d'une surface S (*fig.* 78) par rapport à un axe xx' est égal à la somme des produits des éléments ds de la surface par les carrés de leurs distances r à l'axe :

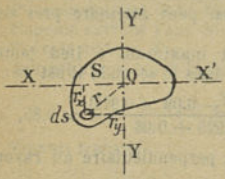


Fig. 78.

$$I_{xx'} = \int ds \,.\, r_x^2.$$

Le moment d'inertie polaire par rapport à un point O de la surface est la somme des produits des éléments ds par les carrés de leurs distances au point considéré :

$$I_0 = \int ds \,.\, r^2.$$

Le moment d'inertie polaire est égal à la somme des moments d'inertie par rapport à deux axes rectangulaires passant par le pôle :

$$I_0 = I_{xx'} + I_{yy'} \qquad (r_0^2 = r_x^2 + r_y^2).$$

Le rapport $\frac{I}{v}$ est le quotient du moment d'inertie par la distance v de l'élément le plus éloigné de l'axe ou du pôle. Cet élément correspond à la fibre qui travaille le plus, dans la flexion ou la torsion des solides.

Dans les calculs de flexion et de torsion, le moment d'inertie considéré est celui par rapport à l'axe passant par les fibres neutres. Cet axe passe par le centre de gravité lorsque les modules d'élasticité à la traction et à la compression sont égaux.

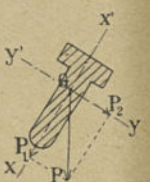


Fig. 79.

Lorsque l'axe de symétrie de la surface est dans un plan oblique par rapport à la direction de la force (*fig.* 79), on considère les moments d'inertie par rapport à deux axes de fibres neutres, en prenant pour chaque cas la composante de la force perpendiculaire à chacun de ces axes. La fibre qui fatigue le plus est celle pour laquelle la somme $\frac{r_x}{I_{xx'}} P_1 + \frac{r_y}{I_{yy'}} P_2$ est maximum (*fig.* 79).

Quand les rapports $\frac{P_1}{I_{xx'}}$ et $\frac{P_2}{I_{yy'}}$ sont différents, la pièce se déforme par rapport au plan longitudinal passant par P, et la section supporte un effort de torsion égal à P*l* (*fig.* 80).

Fig. 80.

Chacune des sections supporte en plus un effort de cisaillement égal à P.

En général, l'axe d'inertie *xx'* contenant les fibres neutres est celui pour lequel la surface se trouve partagée par cet axe et une perpendiculaire en quatre parties dont les moments d'inertie par rapport à *xx'* et à *yy'* sont égaux entre eux (*fig.* 81) lorsque les modules d'élasticité à la traction et à la compression sont égaux. Si ces modules sont inégaux, les moments d'inertie partiels leur sont inversement proportionnels.

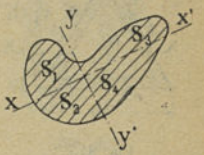


Fig. 81.

Le tableau qui suit est établi pour des modules égaux et des axes d'inertie passant par les fibres neutres.

Valeurs de I, de I_0, de $\frac{I}{v}$ et $\frac{I_0}{v}$.

$$= \frac{bh^3}{36}, \quad \frac{I}{v} = \frac{bh^2}{24},$$

$$I_0 = \frac{bh}{12}\left(\frac{h^2}{3} + \frac{b^2}{4}\right).$$

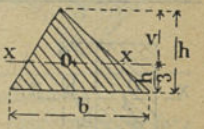


Fig. 82.

$$I = \frac{b^3h}{48} = 0{,}021\,b^3h,$$

$$\frac{I}{v} = \frac{b^2h}{24}.$$

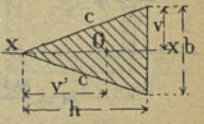


Fig. 83.

Pour e petit par rapport à b et h, approximativement

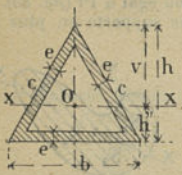


Fig. 84.

$$I = ech^2 \frac{2b + c}{3(b + 2c)}, \qquad c = \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}},$$

$$\frac{I}{v} = ech \frac{2b + c}{3(b + c)}, \qquad v = h \frac{b + c}{b + 2c},$$

$$I_0 = \frac{8c^3b + 2cb^3 + 3c^2b^2 + 4c^4 + b^4}{12(b + 2c)}.$$

Pour $b = c$:

$$I = \frac{1}{4} ec^3, \quad \frac{I}{v} = \frac{ec^2\sqrt{3}}{4}, \quad h' = \frac{1}{3} h = \frac{c}{2\sqrt{3}},$$

$$I_0 = \frac{1}{2} ec^3, \quad \frac{I_0}{v'} = \frac{ec^2\sqrt{3}}{2}, \quad v' = \frac{c}{\sqrt{3}}.$$

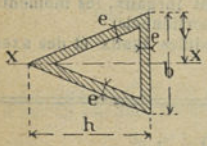


Fig. 85.

$$I = \frac{1}{6} b^2e\left(c + \frac{1}{2}b\right) = \frac{1}{6} b^2e\left(\sqrt{\frac{b^2}{4} + h^2} + \frac{1}{2}b\right),$$

$$\frac{I}{v} = \frac{1}{3} be\left(c + \frac{1}{2}b\right), \qquad v = \frac{b}{2}.$$

Pour $b = c$:

$$I = \frac{1}{4} ec^3, \qquad \frac{I}{v} = \frac{1}{2} ec^2.$$

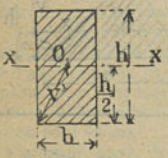


Fig. 86.

$$I = \frac{bh^3}{12}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{bh^2}{6}, \qquad v = \frac{h}{2},$$

$$I_0 = \frac{bh}{12}(b^2 + h^2), \qquad \frac{I_0}{v'} = \frac{bh}{6}\sqrt{b^2 + h^2},$$

$$v' = \frac{1}{2}\sqrt{b^2 + h^2}.$$

$$I = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{12}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{6h},$$

$$I_0 = \frac{bh(b^2 + h^2) - b_1h_1(b_1^2 + h_1^2)}{12}, \qquad v' = \frac{1}{2}\sqrt{b^2 + h^2}.$$

Pour e et e' petits par rapport à b et h, approximativement :

$$I = \frac{h^2}{6}(3be' + he), \qquad \frac{I}{v} = \frac{h}{3}(3be' + he),$$

$$I_0 = \frac{h^2}{6}(3be' + he) + \frac{b^2}{6}(3he + be'),$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{2I_0}{\sqrt{b^2 + h^2}}, \qquad v' = \frac{1}{2}\sqrt{b^2 + h^2}.$$

Pour $e = e'$:

$$I = \frac{eh^2}{6}(3b + h), \qquad \frac{I}{v} = \frac{eh}{3}(3b + h),$$

$$I_0 = \frac{e}{6}[h^2(3b + h) + b^2(3h + b)],$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{2I_0}{\sqrt{b^2 + h^2}}.$$

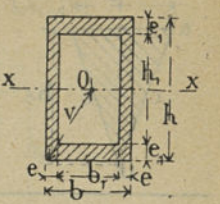


Fig. 87.

$$= \frac{a^4}{12}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{a^3}{6},$$

$$I_0 = \frac{a^4}{6}, \qquad \frac{I_0}{v'} = \frac{a^3\sqrt{2}}{6}, \qquad v' = \frac{a}{\sqrt{2}}.$$

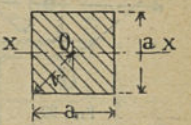


Fig. 88.

$$I = \frac{a^4}{12}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{a^3}{6\sqrt{2}},$$

$$v = \frac{a}{\sqrt{2}}.$$

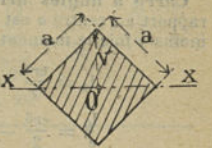


Fig. 89.

Pour e et e' petits par rapport à a, approximativement :

$$I = \frac{a^3}{6}(3e' + e), \qquad \frac{I}{v} = \frac{a^2}{3}(3e' + e),$$

$$_0 = \frac{2a^3}{3}(e' + e), \quad \frac{I_0}{v'} = \frac{4a^2(e' + e)}{3\sqrt{2}}, \quad v' = \frac{a}{\sqrt{2}}.$$

Pour $e = e'$:

$$I = \frac{2ea^3}{3}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{4ea^2}{3},$$

$$I_0 = \frac{4ea^3}{3}, \qquad \frac{I_0}{v'} = \frac{4a^2e\sqrt{2}}{3}.$$

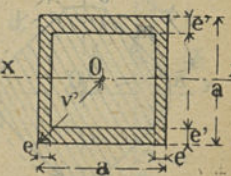
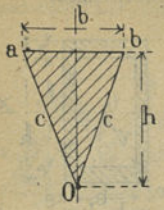


Fig. 90.



Moment d'inertie polaire d'un triangle isocèle *oab* par rapport au sommet *o* :

$$I_0 = \frac{1}{4}\, bh \left(h^2 + \frac{1}{12}\, b^2\right).$$

Fig. 91.

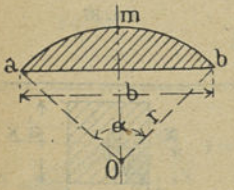


Fig. 92.

Moment d'inertie polaire I_0 d'un segment *oamb* par rapport au centre *o* :

$$I_0 = \frac{r^4\alpha}{4} - \frac{1}{4}\, b \sqrt{r^2 - \frac{b^2}{4}} \left(r^2 - \frac{b^2}{6}\right),$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{r^3\alpha}{4} - \frac{1}{4}\, \frac{b}{r} \sqrt{r^2 - \frac{b^2}{4}} \left(r^2 - \frac{b^2}{6}\right),$$

$$v' = r.$$

(α en valeur naturelle d'arc).

Carré à angles arrondis. — Le moment d'inertie polaire par rapport au centre *o* est égal au moment d'inertie du cercle de rayon *r* moins 4 fois le moment d'inertie d'un segment *amb* :

$$I_0 = \frac{\pi r^4}{2} - r^4\alpha + b \sqrt{r^2 - \frac{b^2}{4}} \left(r^2 - \frac{b^2}{6}\right),$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{\pi r^3}{2} - r^3\alpha + \frac{b}{r} \sqrt{r^2 - \frac{b^2}{4}} \left(r^2 - \frac{b^2}{6}\right).$$

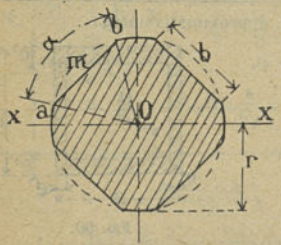


Fig. 93.

La valeur de α, en mesure naturelle, est celle qui correspond à la corde $\frac{b}{r}$ des tableaux, pages 12 et 14 ; par exemple, pour $\frac{b}{r} = 1{,}2$, $aob = 74°$ et $\alpha = 1{,}29$.

$$\frac{I}{v} = \frac{1}{6}\left[bh^2 - b_1h_1^2 - \frac{4bhb_1h_1(h-h_1)^2}{bh^2 - b_1h_1^2}\right].$$

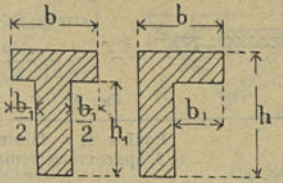


FIG. 94.

Pour e et e_1 faibles par rapport à b et h, approximativement :

$$I = \frac{1}{3}he^3 - \frac{e^2h^4}{4(be_1 + eh)},$$

$$h' = \frac{eh^2}{2(be_1 + eh)},$$

$$v = h - h',$$

$$\frac{I}{v} = \frac{h^2}{6}\frac{4e(be_1 + eh) - 3eh}{2be_1 + eh},$$

$$I_0 = I + \frac{1}{12}e_1b^3.$$

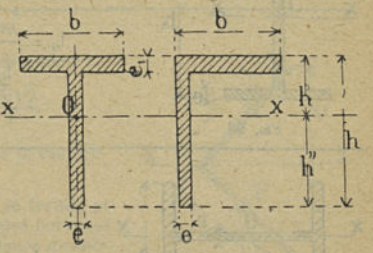


FIG. 95.

Pour $\frac{e}{h}$ petit, approximativement :

$$= \frac{1}{2}eh^3, \quad \frac{I}{v} = \frac{1}{6}eh^2,$$

$$I_0 = \frac{eh^3}{12},$$

$$\left[\text{erreur } \varepsilon = \frac{he^3}{12}, \quad \frac{\varepsilon}{I_0} = \frac{1}{1 + \left(\frac{h}{e}\right)^2}\right],$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{eh^2}{6}.$$

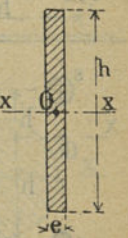
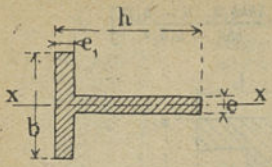


FIG. 96.



Pour e très mince :

$$I = \frac{e_1 b^3}{12},$$

$$\left[\text{erreur } \% = \frac{1}{12} e^3 (h - e_1)\right].$$

$$\frac{I}{v} = \frac{e_1 b^2}{6} \quad \left(\text{erreur } \frac{2\%}{b}\right).$$

Fig. 97.

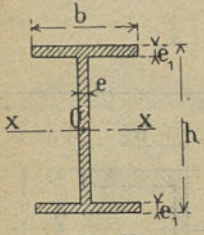


Fig. 98.

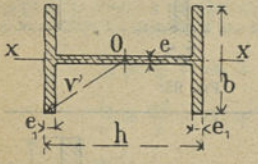
Pour e et e_1 faibles par rapport à h et b, approximativement :

$$I = h^2 \frac{eh + 6be_1}{12},$$

$$\frac{I}{v} = h \frac{eh + 6be_1}{6},$$

$$I_0 = \frac{h^2 (eh + 6be_1) + 2b^3 e_1}{12},$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{2I_0}{\sqrt{h^2 + b^2}}.$$

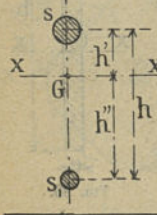


$$I = \frac{1}{6} e_1 b^3,$$

$$\frac{I}{v} = \frac{e_1 b^2}{3},$$

I_0 et $\frac{I_0}{v'}$, les mêmes que dans le cas précédent.

Fig. 99.



Lorsque deux sections s et s_1 sont entretoisées entre elles et ont des dimensions faibles par rapport à h, on a approximativement :

$$I = h^2 \frac{ss_1}{s + s_1},$$

$$\frac{I}{v} = hs_1, \qquad h' = h \frac{s_1}{s + s_1},$$

$$I_0 = I, \qquad \frac{I_0}{v'} = \frac{I}{v}.$$

Fig. 100.

Pour $\frac{e}{a}$ faible, approximativement :

$$I = \frac{ea^3}{12}, \quad \frac{I}{v} = \frac{ea^2\sqrt{2}}{6},$$

$$I_0 = \frac{5ea^3}{12}, \quad \frac{I_0}{v'} = ea^3\frac{\sqrt{5}}{3\sqrt{2}},$$

$$v' = a\sqrt{\frac{5}{8}}.$$

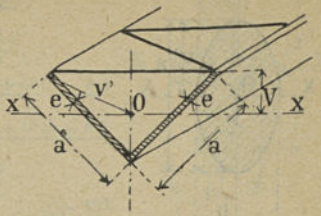


FIG. 101.

Les deux côtés tendent à s'ouvrir et doivent être maintenus par des nervures ou des entretoises (voir à *Rayon de courbure*).

Pour $\frac{e}{a}$ faible, approximativement :

$$I = \frac{ea^3}{3}, \quad \frac{I}{v} = \frac{ea^2\sqrt{2}}{3},$$

I_0 et $\frac{I_0}{v'}$, les mêmes que dans le cas précédent.

Les deux côtés tendent à se fermer et doivent être maintenus par des nervures ou des entretoises (voir à *Rayon de courbure*).

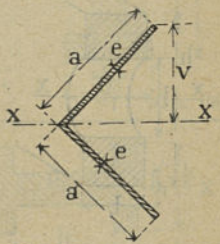


FIG. 102.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 0{,}05d^4,$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32} = 0{,}1d^3,$$

$$I_0 = 0{,}1d^4,$$

$$\frac{I_0}{v'} = 0{,}2d^3, \qquad v = r.$$

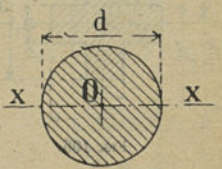


FIG. 103.

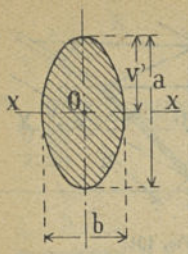


Fig. 104.

$$I = \frac{\pi b a^3}{64} = 0{,}05 b a^3,$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi b a^2}{32} = 0{,}1 b a^2,$$

$$I_0 = \frac{\pi a b (a^2 + b^2)}{64},$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{\pi b (a^2 + b^2)}{32},$$

$$v = v' = \frac{a}{2}.$$

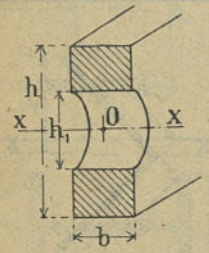


Fig. 105.

$$I = \frac{1}{12} b (h^3 - h_1^3),$$

$$\frac{I}{v} = \frac{1}{6} b \frac{h^3 - h_1^3}{h}.$$

$$_0 = b \frac{(h^3 - h_1^3) + b^2 (h - h_1)}{12},$$

$$\frac{I_0}{v'} = b \frac{(h^3 - h_1^3) + b^2 (h - h_1)}{6 \sqrt{b^2 + h^2}},$$

$$v' = \frac{\sqrt{b^2 + h^2}}{4}.$$

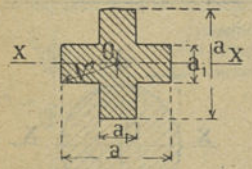


Fig. 106.

$$I = \frac{a_1 (a^3 + a a_1^2 - a_1^3)}{12},$$

$$\frac{I}{v} = \frac{a_1 (a^3 + a a_1^2 - a_1^3)}{6a},$$

$$I_0 = \frac{a_1 (a^3 + a a_1^2 - a_1^3)}{6},$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{a_1 (a^3 + a a_1^2 - a_1^3)}{3 \sqrt{a^2 + a_1^2}},$$

$$v' = \frac{\sqrt{a^2 + a_1^2}}{2}.$$

$$I = \frac{bh^3 + h_1^3(b_1 - b)}{12},$$

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^3 + h_1^3(b_1 - b)}{6h},$$

$$I_0 = \frac{bh^3 + h_1^3(b_1 - b) + h_1 b_1^3 + b^3(h - h_1)}{12},$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{bh^3 + h_1^3(b_1 - b) + h_1 b_1^3 + b^3(h - h_1)}{6\sqrt{h^2 + b^2}},$$

$$v' = \frac{\sqrt{h^2 + b^2}}{2}.$$

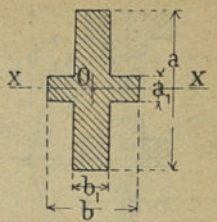


Fig. 107.

$$I = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1)}{12},$$

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1)}{6h},$$

$$I_0 = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1) + b^3(h - h_1) + b_1^3 h_1}{12},$$

$$\frac{I_0}{v'} = \frac{2I_0}{\sqrt{h^2 + b^2}}$$

$$= \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1) + b^3(h - h_1) + b_1^3 h_1}{6\sqrt{h^2 + b^2}}.$$

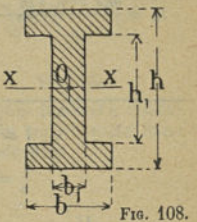


Fig. 108.

$$I = \frac{b^3(h - h_1) + b_1^3 h_1}{12},$$

$$\frac{I}{v} = \frac{b^3(h - h_1) + b_1^3 h_1}{6b},$$

I_0 et $\frac{I_0}{v'}$, les mêmes que dans le cas précédent.

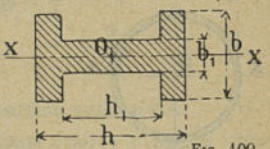


Fig. 109.

I et $\frac{I}{v}$, les mêmes que figure 145.

Pour I_0 et $\frac{I}{v'}$, voir figures 115 et 152.

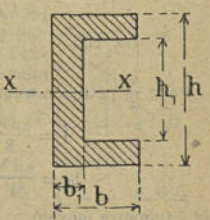


Fig. 110.

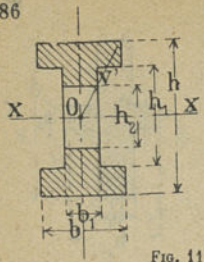


Fig. 111.

$$I = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1) - h_2^3 b_1}{12},$$

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1) - h_2^3 b_1}{6h},$$

$$I_0 = \frac{bh^3 - h_1^3(b - b_1) + b_3(h - h_1) + b_1^3 h_1 - b_1 h_2 (b_1^2 + h_2^2)}{12},$$

$$\frac{I_0}{v} = \frac{2I_0}{\sqrt{h^2 + b^2}}.$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = 0{,}05\,(D^4 - d^4),$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = 0{,}1\,\frac{D^4 - d^4}{D},$$

$$I_0 = 0{,}1\,(D^4 - d^4),$$

$$\frac{I_0}{v} = 0{,}2\,\frac{(D^4 - d^4)}{D}.$$

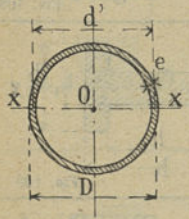


Fig. 112.

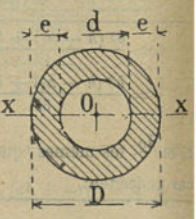


Fig. 113.

Pour $\frac{e}{d'}$ petit, on a approximativement :

$$I = \frac{\pi d'^3 e}{8}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{\pi d'^2 e}{4} = 0{,}7854 d'^2 e,$$

$$I_0 = \frac{\pi d'^3 e}{4}, \qquad \frac{I_0}{v} = \frac{\pi d'^2 e}{2} = 1{,}57 d'^2 e \text{ (1)}$$

(d', diamètre moyen).

$$I = \frac{\pi (ba^3 - b_1 a_1^3)}{64} = 0{,}05\,(ba^3 - b_1 a_1^3),$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi (ba^3 - b_1 a_1^3)}{32a} = 0{,}1\,\frac{ba^3 - b_1 a_1^3}{a},$$

$$I_0 = 0{,}05\,[ab\,(a^2 + b^2) - a_1 b_1\,(a_1^2 + b_1^2)],$$

$$\frac{I_0}{v} = 0{,}1\,\frac{[ab\,(a^2 + b^2) - a_1 b_1\,(a_1^2 + b_1^2)]}{a}.$$

Pour $\frac{e}{a'}$ faible, on a approximativement:

$$I = 0{,}1 a'^2 e\,(3b' + a'),$$

$$\frac{I}{v} = 0{,}2 a' e\,(3b' + a'),$$

$$I_0 = 0{,}1 e\,[3a'b'\,(a' + b') + a'^3 + b'^3],$$

$$\frac{I_0}{v} = \frac{0{,}2 e\,[3a'b'\,(a' + b') + a'^3 + b'^3]}{a'}$$

(a' et b', demi-axes moyens)

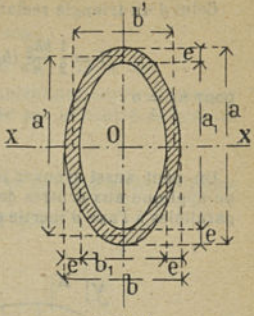


Fig. 114.

Remarque. — Les tubes circulaires ou elliptiques tendent à s'aplatir dans le sens du moment de flexion. Il faut en tenir compte dans les calculs. Ils peuvent être consolidés par des nervures.

Moment d'inertie du six-pans :

$$I = \frac{5R^4\sqrt{3}}{16}$$

$$\frac{I}{V} = \frac{5R^3\sqrt{3}}{16}$$

et résistance à la flexion : $Rf = \frac{\pi}{0{,}54R}$.

Moment d'inertie d'une surface quelconque.

On décompose la surface en un certain nombre de parties suffisamment petites pour être considérées comme des rectangles ou des trapèzes, et l'on additionne les moments d'inertie partiels par rapport à l'axe considéré. Le moment d'inertie d'un rectangle par rapport à un axe xx' (*fig.* 116) est :

$$I = \frac{1}{3}\,b\,(h_2^3 - h_1^3);$$

pour $h_1 = 0$:

$$I = \frac{1}{3}\,bh^3.$$

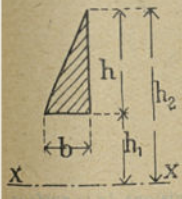


Fig. 115.

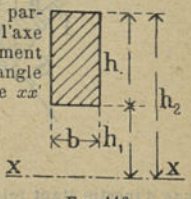


Fig. 116.

Celui d'un triangle rectangle (*fig.* 115) est :

$$I = \frac{1}{3}\frac{bh_2}{h}(h_2^3 - h_1^3) - \frac{1}{4}\frac{b}{h}(h_2^4 - h_1^4);$$

pour $h_1 = 0$:

$$I = \frac{1}{12}bh^3.$$

On peut aussi trouver le moment d'inertie de la façon suivante : on applique aux centres de gravité des surfaces partielles des forces parallèles à l'axe d'inertie et proportionnelles à ces surfaces (*fig.* 117),

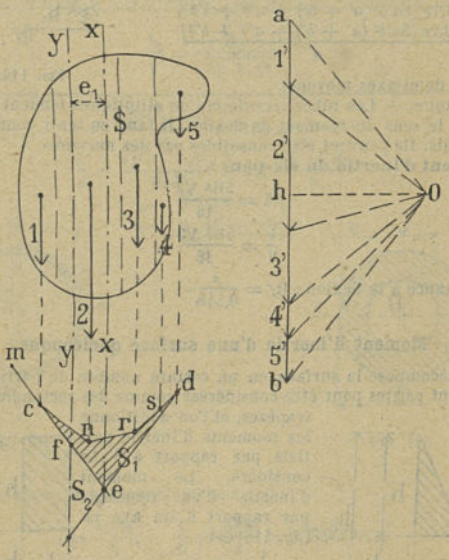


Fig. 117.

l'axe d'inertie étant lui-même parallèle aux divisions de la surface. On construit le polygone des forces *ab* et le polygone funiculaire en

prenant une distance polaire :

$$oh = \frac{1}{2} S \quad (S = \text{surface}),$$

$$mc \parallel oa, \quad cn \parallel o1, \ldots, \quad sd \parallel o4, \quad de \parallel ob.$$

On mesure la surface S' du polygone funiculaire *cde* ; le moment d'inertie par rapport à l'axe *ex* qui passe par le centre de gravité est :

$$I_x = SS'.$$

Le moment d'inertie par rapport à un axe *yy'* situé à une distance e_1 de *xx'* est :

$$I_y = S(S' + S'') = S(S' + e_1^2),$$

$S'' = e_1^2$ = surface du triangle *efg*.

CHIMIE

CARBURANTS

Carburants actuellement employés dans les moteurs à explosion.

Les carburants actuellement employés consistent en essence légère, essence lourde, pétrole, benzol et alcool.

On désigne sous le nom d'essence légère les produits de la distillation du pétrole brut dont le point d'ébullition est supérieur à 60° C. et inférieur à 205° C.

Ces fractions appartiennent à différentes séries.

Série paraffinique de formule générale..... C^nH^{2n+2}
Série naphténique de formule générale..... C^nH^{2n}
Série aromatique de formule générale..... C^nH^{2n-6}

La série paraffinique constitue surtout les pétroles américains, les pétroles roumains appartiennent en grande partie à la série naphténique, quant aux pétroles russes ils sont surtout constitués par des carbures aromatiques auxquels appartient la benzine qui est le constituant principal du benzol du commerce.

Les principaux constituants de la série paraffinique sont :

DÉFINITION	FORMULE	POINT D'ÉBULLITION	DENSITÉ A 15° C.
Hexane	C^6H^{14}	69°	0,663
Heptane.....	C^7H^{16}	99°	0,691
Octane.....	C^8H^{18}	126°	0,709
Nonane	C^9H^{20}	150°	0,723
Décane.....	$C^{10}H^{22}$	172°	0,735
Undécane.....	$C^{11}H^{24}$	195°	0,746

Ceux de la série naphténique :

DÉFINITION	FORMULE	POINT D'ÉBULLITION	DENSITÉ A 15° C.
Cyclohexane.....	C^6H^{12}	81°	0,780
Hexahydrotoluène.....	C^7H^{14}	100°	0,770
Hexahydroxylène	C^8H^{16}	119°	0,756

Ceux de la série aromatique :

DÉFINITION	FORMULE	POINT D'ÉBULLITION	DENSITÉ A 15° C.
Benzène.....	C^6H^6	80°	0,884
Toluène.....	C^7H^8	128°	0,870
Xylène.....	C^8H^{10}	140°	0,862

Une essence n'est jamais un mélange parfaitement défini de ces constituants et elle contient presque toujours les trois sortes de carbures, une série prédominant suivant, comme il est dit plus haut, l'origine de l'essence.

Nous donnons ici quelques caractéristiques :

COMPOSITION APPROXIMATIVE EN POIDS 0/0			DENSITÉ
Carbure paraffinique	Carbure naphténique	Carbure aromatique	
80	15	5	0,702
10	85	5	0,765
25	35	40	0,780
38	47	15	0,760

COMBUSTION DE L'ESSENCE

D'apres DEVILLERS, *Le Moteur à explosions* (1)

Un gramme d'essence exige pour sa combustion complète 15 grammes d'air.

Le litre d'air pesant 1gr,225 dans les conditions normales au sol : pression de 760 millimètres et température de 15°, le volume d'air correspondant est de :

$$\frac{15}{1,225} = 12^{l},245.$$

Le tableau ci-après donne pour toutes les altitudes, de 500 mètres en 500 mètres jusqu'à 10.000 mètres, le nombre de litres d'air pris dans l'atmosphère nécessaire à la combustion complète de 1 gramme d'essence.

Volume d'air nécessaire à la combustion à diverses altitudes — Conditions normales au sol : pression 760 millimètres; température 15°.

Altitude en mètres	Poids du litre d'air en grammes	1 gramme d'essence exige : litres d'air	Altitude en mètres	Poids du litre d'air en grammes	1 gramme d'essence exige : litres d'air
0	1,225	12,245	5500	0,686	21,866
500	1,165	12,875	6000	0,645	23,256
1000	1,110	13,513	6500	0,612	24,510
1500	1,060	14,151	7000	0,573	26,178
2000	1,010	14,851	7500	0,542	27,675
2500	0,957	15,674	8000	0,510	29,411
3000	0,905	16,575	8500	0,482	31,120
3500	0,858	17,483	9000	0,453	33,112
4000	0,810	18,518	9500	0,427	35,128
4500	0,769	19,506	10000	0,400	37,500
5000	0,727	20,633			

(1) Dunod, éditeur, 2 vol., 916 p., 21 × 27, 1920 (*épuisé*).

Tableau comparatif des pouvoirs calorifiques.

COMBUSTIBLE	C CARBONE	H HYDROGÈNE	O OXYGÈNE	POUVOIR calorifique inférieur	CONSOMMATION moyenne par HP en grammes
Benzine	85,0	15,0	—	10.500	260-350
Pétrole.....	—	—	—	10.300	360-400
Benzol.	92,3	7,7	—	9.600	220-340
Naphtaline.....	93,8	6,2	—	9.600	260-320
Alcool	52,2	13,0	34,8	6.000	360-400
Acétylène	92,3	7,7	—	12.200	—

Influence des différentes essences sur l'aptitude d'un moteur à supporter la compression.

La limite à laquelle la compression peut être poussée dans un moteur déterminé dépend des phénomènes de détonation en relation avec l'auto-allumage; aussitôt que ceux-ci se produisent il n'y a aucun intérêt à essayer d'augmenter le rendement en augmentant la compression.

Ces phénomènes ont été étudiés d'une façon scientifique par le physicien anglais Ricardo et c'est d'après lui que nous donnons les renseignements suivants.

Parmi les carburants les plus mauvais au point de vue détonation, c'est-à-dire ceux qui laissent apparaître les phénomènes d'auto-allumage aux taux les plus bas, sont les carbures saturés ou de la série paraffinique; ce sont les carbures benzéniques ou les benzols qui sont les meilleurs. Si l'on mélange des carbures il y a pratiquement une loi linéaire entre les proportions du mélange et le taux de compression auquel la détonation se produit.

La figure 118 montre ce phénomène.

Ricardo détermine la tendance d'un carburant à détoner par ce qu'il appelle la « valeur en toluène »; le toluène est un carbure de la série benzénique C^7H^8 et qui est très peu sensible à la détonation; cette « valeur en toluène » est la quantité de toluène qu'il faut ajouter à l'essence « standard » absolument exempte de carbures aromatiques pour obtenir la même tendance à détoner sous la même compression et pour le même moteur que le carburant pour lequel on

cherche la « valeur en toluène ». L'essence standard se rapproche du carburant que l'on trouve dans le commerce et contient environ

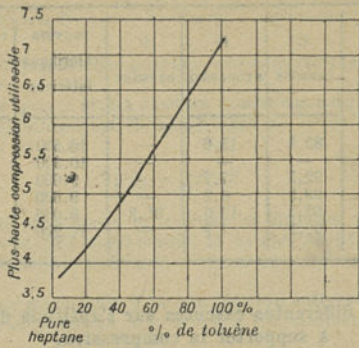


Fig. 118.

35 0/0 de carbures éthyléniques et les constituants légers de la série aromatique.

Le tableau ci-après donne les « valeurs en toluène » dans le cas d'un moteur type tournant à 1.500 tours avec un réchauffage déterminé de la tuyauterie d'aspiration.

CARBURANTS	RAPPORT de compression maxima utilisable avec le moteur type	« VALEUR EN TOLUÈNE » Pour le toluène . 100 0/0 Pour le carburant Standard 0 0/0
Carburant Standard.	4,85	0
Carburant A.....	6	38
— B.....	5,7	28
— C.....	5,25	13,5
— D.....	5,35	16,5
— E.....	4,7	— 5
— F.....	5,05	6,5
— G.....	4,55	— 10
— H.....	5,9	35
— I.....	4,3	— 20
Carburants lourds.		
Carbures aromatiques lourds.....	6,5	55
Kerosane.....	4,2	— 22
Série paraffinique.		
Pentane (normal)	5,85	33
Hexane (80 0/0 pur).....	5,1	8
Heptane (97 0/0 pur).....	3,75	— 37
Série aromatique.		
Benzène (pur).....	6,9	67
Toluène (99 0/0 pur).....	> 7	100
Xylène (91 0/0 pur).....	> 7	85
Naphtène.		
Cyclohexane (93 0/0).....	5,9	35
Hexahydrotoluène (80 0/0).	5,8	31,5
Hexahydroxylène (60 0/0).	4,9	1,5
Oléfine.		
Essence « cracked »).....	5,55	23,5
Groupe des alcools.		
Alcool éthylique (98 0/0 en vol).....	> 7,5	> 88
Alcool éthylique (95 0/0 en vol).....	> 7,5	> 88
Alcool méthylique (alcool de bois).....	5,2	»
Essence méthylique.....	6,5	»
Alcool butylique	7,3	80
Éther	3,9	— 32
Sulfure de carbone.....	5,15	9

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

Lorsqu'un corps de section s est soumis à un effort de traction P, il s'allonge d'une certaine quantité i. Le *module d'élasticité* à l'allongement est le rapport :

$$E = \frac{PL}{is}.$$

C'est l'effort qu'il faudrait exercer sur une barre de section égale à l'unité pour l'allonger élastiquement d'une quantité égale à sa longueur, si cela était possible. Le module d'élasticité à la compression est le rapport entre l'effort et le produit de la contraction par la section. Dans les calculs de résistance, on considère ces deux modules comme étant égaux.

Lorsqu'un corps est soumis à un effort de cisaillement ou de torsion, on appelle module d'élasticité au cisaillement le rapport $G = \frac{P}{tr}$ de l'effort et du déplacement angulaire.

$$G = 0{,}4E.$$

La *limite d'élasticité* est l'effort auquel on peut soumettre l'unité de section sans que la déformation soit permanente.

La *résistance pratique* est la charge que les matériaux peuvent supporter par unité de section sans qu'on ait à craindre la rupture des pièces. La résistance des pièces varie suivant la nature des forces auxquelles on les soumet. Lorsque la charge est constante ou varie peu en grandeur ou en fréquence, on peut prendre pour charge pratique de 0,6 à 0,7 de la charge limite d'élasticité. Lorsque l'effort est variable, mais toujours dans le même sens, passant de zéro à un maximum, la charge pratique peut être de 0,4 à 0,5 de celle correspondant à la limite d'élasticité. Elle est de 0,3 à 0,4 de celle-ci pour un effort variant dans les deux sens. La résistance à la torsion est d'environ 0,8 de celle à la traction.

Influence de la température. — Le froid n'altère pas sensiblement la résistance à la traction du fer et de l'acier, mais diminue leur résistance au choc, leur flexibilité et leur ductilité. Jusque vers 300°, la chaleur ne modifie pas d'une façon sensible leur résistance, mais celle-ci décroît rapidement lorsqu'on approche de 500°.

La résistance du cuivre est diminuée d'environ 50 0/0 à 400°.

Influence des vibrations. — On a constaté qu'au bout d'un certain temps de travail, la texture des métaux, l'acier et le fer, en particulier, change, devient cristalline, et leur limite de résistance baisse alors rapidement.

Ces effets sont encore plus sensibles lorsque les métaux sont soumis à des vibrations rapides.

Résistance à la traction.

Lorsqu'une tige de section s et de longueur l supporte un effort P dans le sens de sa longueur, la charge par unité de section est:

$$R_p = \frac{P}{s}.$$

Son allongement est:

$$e = \frac{Pl}{sE},$$

E étant le module d'élasticité par millimètre carré ;
e, l, en millimètres ;
s, en millimètres carrés ;
P, en kilogrammes ;
R_p, charge par millimètre carré.

Le coefficient de sécurité est le rapport $\frac{R_v}{R_p}$ de la charge de rupture et de la charge pratique.

Dans l'effort P est compris le poids de la tige si celui-ci agit dans le même sens.

Résistance à la compression.

Quand une pièce de section s est soumise à une compression P, et lorsque le rapport entre la section et la longueur ne dépasse pas les limites indiquées ci-après, la charge par unité de section est:

$$R_1 = \frac{P}{s},$$

et la contraction

$$e = \frac{Pl}{sE}.$$

Lorsque la longueur dépasse les limites données, la charge de rupture est:

$$R_{v'} = K\,\frac{\pi^2 EI}{l^2}.$$

On prendra pour charge pratique R_1 le $\frac{1}{4}$ ou le $\frac{1}{5}$ de la charge de rupture.

E est le module d'élasticité ;

I, le plus petit moment d'inertie de la section transversale ;

l, la longueur ; toutes ces valeurs étant exprimées en millimètres pour avoir R_1 et R_v' en kilogrammes par millimètre carré.

Le coefficient K a les valeurs suivantes, selon que la pièce est encastrée à chaque bout ou libre :

Libre aux deux bouts guidés dans le sens de la force :

$$K = 1 \text{ (fig. 122).}$$

Encastrée à un bout, libre à l'autre non guidé

$$K = \frac{1}{4} \text{ (fig. 123).}$$

Encastrée à un bout, libre à l'autre guidé :

$$K = 2 \text{ (fig. 124).}$$

Encastrée aux deux bouts :

$$K = 4 \text{ (fig. 125).}$$

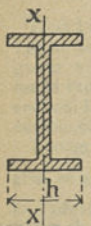


Fig. 119.

Le tableau page 104 donne le rapport maximum entre la longueur *l* et le diamètre *d* ou la largeur *h* pour que les conditions de résistance sans flexion transversale ne soient pas dépassées, suivant que les pièces sont à section circulaire ou non. La dimension *h* représente la largeur totale de la section dans le sens perpendiculaire à l'axe d'inertie *xx* donnant le minimum de moment d'inertie (*fig.* 119).

Résistance à la flexion.

Lorsqu'un solide est soumis à la flexion, la charge d'une fibre située à une distance *r* de l'axe d'inertie d'une section considérée est :

$$R = \frac{r\mu}{I}.$$

La fibre qui fatigue le plus est celle qui est la plus éloignée de l'axe d'inertie :

$$R_p = \frac{v\mu}{I}.$$

R_p, résistance pratique du métal, en kilogrammes par millimètre carré ;

v, distance de la fibre la plus éloignée, en millimètres,

μ, moment fléchissant, en millimètres × kilogrammes, égal à la somme des moments des forces extérieures situées d'un côté de la section considérée ;

I, moment d'inertie de la section considérée, par rapport à un axe passant par le centre de gravité et perpendiculaire au plan de flexion, c'est-à-dire au plan formé par la résultante des forces extérieures et son bras de levier.

En plus de la fatigue de traction ou de compression, le métal d'une section supporte un effort de cisaillement égal à la résultante F des forces extérieures situées d'un côté de cette section, soit une charge de :

$$R_2 = \frac{F}{s},$$

R_2 étant la charge par millimètre carré, et s la section en millimètres carrés. Dans la plupart des cas de flexion, cette charge est faible par rapport à R_p et on la néglige généralement dans les calculs. Si on en tient compte, la charge de la fibre la plus fatiguée est :

$$R' = \sqrt{R_p^2 + R_2^2}.$$

Le rayon de courbure en un point x est (*fig.* 120) :

$$\rho = \frac{EI}{\mu}; \qquad \mu = Pl.$$

E = module d'élasticité à la traction et à la compression.

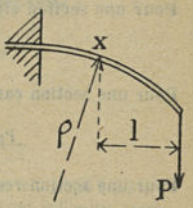


Fig. 120.

TORSION

Lorsqu'une barre de section uniforme est soumise à un moment de torsion $P\rho = 2Pr$, on a (*fig.* 121) :

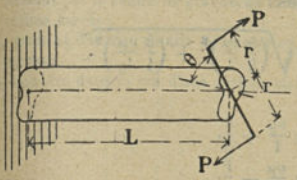


Fig. 121.

$$P\rho = \frac{I_0}{v} R_2,$$

$$\theta = \frac{P\rho L}{GI_0}, \qquad \theta = \frac{\pi\alpha}{180}.$$

I_0, moment d'inertie polaire de la section, le millimètre étant pris pour unité ;

v, distance de la fibre la plus éloignée de l'axe d'inertie, en millimètres ;

R_2, charge du métal au cisaillement, en kilogrammes par millimètre carré ;
P_ρ, moment de torsion, en kilogrammes × millimètres ;
L, longueur en millimètres ;
G, module d'élasticité au cisaillement ($G = 0{,}4E$) ;
θ, angle de torsion totale, en valeur naturelle ;
α, angle de torsion en degrés $\left(\alpha = \theta \frac{180^\circ}{\pi}\right)$.

Pour une section circulaire de diamètre d :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{et} \quad v = r = \frac{d}{2},$$

$$P_\rho = \frac{\pi d^3}{16} R_2 ;$$

d'où :

$$d = 1{,}7 \sqrt[3]{\frac{P_\rho}{R_2}}.$$

Pour une section circulaire creuse de diamètres D et d :

$$P_\rho = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} R_2.$$

Pour une section carrée de côté a :

$$P_\rho = \frac{a^3}{3\sqrt{2}} R_2 = 0{,}236 a^3 R_2 ;$$

Pour une section rectangulaire de côtés b et h :

$$P_\rho = \frac{b^2 h^2}{3\sqrt{b^2 + h^2}} R_2.$$

RÉSISTANCES COMPOSÉES

Torsion et flexion combinées :

$$R_t = R_c = \frac{3}{8} \frac{v\mu}{I} + \sqrt{\left(\frac{5}{8} \frac{v\mu}{I}\right)^2 + \left(\frac{5}{4} \frac{v\mu'}{I_0}\right)^2}.$$

Traction et flexion :

$$R_t = \frac{v\mu}{I} + \frac{P}{S},$$

$$R_c = \frac{v\mu}{I} - \frac{P}{S}.$$

Traction et cisaillement :

$$R = \frac{3}{8}\frac{P}{S} + \sqrt{\left(\frac{5}{8}\frac{P}{S}\right)^2 + \left(\frac{5}{4}\frac{Q}{S}\right)^2}.$$

Traction (ou compression), **flexion et cisaillement :**

$$R_t = \frac{3}{8}\left(\frac{v\mu}{I} + \frac{P}{S}\right) + \sqrt{\left[\frac{5}{8}\left(\frac{v\mu}{I} + \frac{P}{S}\right)\right]^2 + \left(\frac{5}{4}\frac{Q}{S}\right)^2},$$

$$R_c = \frac{3}{8}\left(\frac{v\mu}{I} - \frac{P}{S}\right) + \sqrt{\left[\frac{5}{8}\left(\frac{v\mu}{I} - \frac{P}{S}\right)\right]^2 + \left(\frac{5}{4}\frac{Q}{S}\right)^2}.$$

Traction (ou compression) **et torsion :**

$$R = \frac{3}{8}\frac{P}{S} + \sqrt{\left(\frac{5}{8}\frac{P}{S}\right)^2 + \left(\frac{5}{4}\frac{v\mu'}{I_0}\right)^2}.$$

Torsion et cisaillement uniformément répartis :

$$R = \sqrt{\left(\frac{Q}{S}\right)^2 + \left(\frac{v\mu'}{I_0}\right)^2},$$

$$R_{max} = \frac{Q}{S} + \frac{v\mu'}{I_0}.$$

Section circulaire :

$$Rd^3 = 3{,}82\mu + 6{,}37\sqrt{\mu^2 + \mu'^2},$$

R_t, fatigue du métal à la traction, en kilogrammes par millimètre carré ;
R_c, fatigue du métal au cisaillement, en kilogrammes par millimètre carré ;
R, fatigue du métal en kilogrammes par millimètre carré ;
μ, moment de flexion, en kilogrammes × millimètres ;
μ', moment de torsion, en kilogrammes × millimètres ;
P, effort de traction, en kilogrammes ;
Q, effort de cisaillement, en kilogrammes ;
S, section droite, en millimètres carrés ;
, moment d'inertie par rapport à un axe perpendiculaire au plan de flexion en passant par le centre de gravité de la section, en millimètres carrés × millimètres carrés ;
I_0, moment d'inertie polaire de la section, en millimètres carrés × millimetres carrés ;
d, diamètre dans le cas d'une section circulaire.

Charges pratiques. — Limites élastiques par millimètre carré.

MATIÈRES	CHARGE PRATIQUE sous effort constant			CHARGE LIMITE d'élasticité		
	Traction	Compression	Cisaillement	Traction	Compression	Cisaillement
	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.
Acier à cémenter recuit	18	»	14	25	»	20
— — trempé à l'air.	18	»	14	25	»	20
— — — à l'eau.	28	»	22	40	»	32
— fondu	42	42	33	60	»	45
— en fils	20	»	»	»	»	»
— 60/0 nickel recuit	28	»	22	40	»	32
— — trempé à l'air.	28	»	22	40	»	32
— — — à l'eau.	45	»	36	70	»	56
Aluminium fondu	5	5	4	»	»	»
Bronze	2	2,5	1,5	3	»	3,25
Cuivre laminé écroui	9	9	7,5	14	14	10,5
— recuit	2,5	2	1,5	3	2,75	2
Cuivre en fils	8	»	»	12	»	»
Etain	0,6	0,6	0,5	»	»	»
Fer forgé	10	10	7	14	14	10,5
— tôle	10	10	7	14	14	10,5
— en fils	15	»	»	22	»	»
Fonte	5	10	4	7,5	15	5,6
Laiton	3	»	2	4,85	»	3,64
— en fils	9	»	»	13,3	»	»
Plomb	0,7	»	»	1,0	»	»
— en fils	0,3	»	»	0,5	»	»
Zinc fondu	1,5	1,5	1	2,3	»	»
Briques	»	0,1	»	»	»	»
Caoutchouc en fils	0,08	»	»	0,18	»	»
Chêne en long	2	1,4	0,1	2,7	2	»
— en travers	»	0,7	»	»	»	»
Corde en chanvre	1	»	»	1,6	»	»
Courroie en cuir	0,4	»	»	»	»	»
Frêne en long	1,7	1,4	»	2,5	2	»
— en travers	»	0,7	»	»	»	»
Granit	»	0,6	»	»	»	»
Grès	»	0,2	»	»	»	»
Hêtre en long	1,2	0,66	0,06	1,6	»	»
— en travers	»	0,36	»	»	»	»
Pin en long	0,7	0,44	0,04	2,5	»	»
— en travers	»	0,22	»	»	»	»
Verre	0,25	»	»	»	»	»

Charges de rupture. — Modules d'élasticité.

MATIÈRES	CHARGES DE RUPTURE			MODULES D'ÉLASTICITÉ	
	Traction	Compression	Cisaillement	Traction compression E	Cisaillement G
Acier à cémenter recuit	40	»	32	24.000	9.000
— — trempé à l'air.	42	»	34	»	»
— — — à l'eau.	60	»	48	»	»
— fondu	100	»	65	27.500	11.000
— en fils	115	»	»	28.000	»
— 6 0/0 nickel recuit	50	»	»	»	»
— — trempé à l'air	50	»	»	»	»
— — — à l'eau	80	»	»	»	»
Aluminium	20,3	»	»	6.750	2.530
Bronze	25,6	»	»	6.000	2.600
Cuivre écroui	»	»	»	10.700	4.012
— recuit	21	41	»	10.700	4.012
— en fils	42	»	»	12.000	»
Etain	3,5	»	»	4.000	1.500
Fer forgé	40	35	35	20.000	7.500
— tôle	35	30	»	17.500	6.560
— en fils	65	»	»	20.000	7.500
Fonte de fer	12,6	75	20	10.000	3.750
Laiton	12,4	7,3	»	6.400	2.400
— en fils	36,5	»	»	9.870	»
Plomb	1,3	5	»	500	187
— en fils	2,2	»	»	700	262
Zinc fondu	5,26	»	»	9.500	3.560
Briques	0,8	1	»	»	»
Caoutchouc en fils	0,20	»	»	0,04	»
Chêne en long	11	6,6	0,79	1.170	80
— en travers	0,5	3,5	»	»	»
Corde en chanvre	5	»	»	»	»
Courroie en cuir	3	»	»	»	»
Frêne en long	12	6,6	»	985	»
— en travers	»	3,5	»	»	»
Granit	»	6	»	»	»
Grès	0,6	2	»	»	»
Hêtre en long	11,7	6,6	0,66	621	120
— en travers	0,73	3,5	»	»	»
Pin en long	11,3	4,5	0,42	1.200	70
— en travers	0,48	2,2	»	»	»
Verre	2,48	»	»	7.000	»

Coefficients (C_t) de résistance et (C_r) de rupture des bois.

QUALITÉ DU BOIS	C_t $\frac{kg}{mm^2}$	C_r $\frac{kg}{mm^2}$
Chêne fort *a*	1,00	10,00
— *b*	0,16	1,60
Sapin choisi (de Carmè) *a*	0,9	9,00
Silver Spruce (du Canada) *a*	1,10	11,00
Hêtre *a*	1,17	11,70
— *b*	—	0,73
Frêne *a*	1,20	12,00
Tremble *a*	0,65	6,30
Acajou *a*	0,60	6,00
Teak *a*	1,10	11,00
Peuplier choisi *a*	0,6	6,00
— *b*	0,3	3,00

REMARQUE : *a*, dans le sens des fibres ; *b*, perpendiculairement aux fibres.

DISPOSITION DES PIÈCES	CHARGE de rupture R_v	RAPPORTS maximum $\frac{l}{d}$	$\frac{l}{h}$	MATIÈRES
 Fig. 122.	$R_{v_1} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$	24	28	fer.
		10	11,5	fonte.
		11,5	13,5	bois.

DISPOSITION DES PIÈCES	CHARGE de rupture R_v'	RAPPORTS maximum $\frac{l}{d}$	RAPPORTS maximum $\frac{l}{h}$	MATIÈRES
P FIG. 123.	$R_{v_1} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2}$	12	14	fer.
		5	5,75	fonte.
		6	7	bois.
P FIG. 124.	$R_{v_1} = \frac{2\pi^2 EI}{l^2}$	33	38	fer.
		14	16	fonte.
		16	19	bois.
P FIG. 125.	$R_{v_1} = \frac{4\pi^2 EI}{l^2}$	48	56	fer.
		20	23	fonte.
		23	27	bois.

Poutres chargées

Moment fléchissant pour une section y :

$$\mu = Px.$$

Moment fléchissant maximum en s :

$$\mu = Pl.$$

Charge maximum du métal :

$$R_p = \frac{v}{I} Pl.$$

Flèche maximum :

$$f = \frac{Pl^3}{3EI}.$$

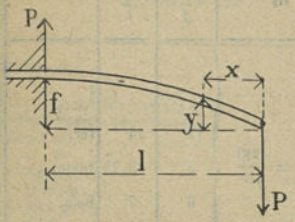


Fig. 126.

Effort tranchant :

$$T = P.$$

Moment fléchissant pour une section y :

$$\mu = \frac{Px}{2}.$$

Moment fléchissant maximum au milieu :

$$\mu = \frac{Pl}{4}.$$

Flèche au milieu :

$$f = \frac{Pl^3}{48EI}.$$

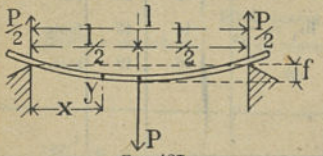


Fig. 127.

Fatigue maximum du métal :

$$R_p = \frac{v}{I} \frac{Pl}{4}.$$

Effort tranchant :

$$T = \frac{P}{2}.$$

Moment fléchissant pour une section y_2

$$\mu = \frac{Pl_1 x_2}{l}.$$

Moment fléchissant pour une section y_1 :

$$\mu = \frac{Pl_2x_1}{l}.$$

Moment fléchissant maximum en c :

$$\mu = \frac{Pl_1l_2}{l}.$$

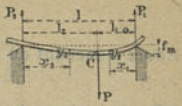


FIG. 128.

Flèche au point c :

$$f_m = \frac{D}{EI}\frac{l_1}{3l}\sqrt{\left(\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\frac{l_1}{l_2}\right)^3} \times l_2^3.$$

Flèche maximum en y_3 :

$$f_m = \frac{P}{EI}\frac{l_1l_2}{9l}(l+l_1)\,x_3.$$

Flèche maximum pour :

$$x_3 = l_2\sqrt{\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\frac{l_1}{l_2}} \qquad \text{ou} \qquad x_3 = \sqrt{\frac{l_2}{3}(l+l_1)}.$$

Fatigue maximum du métal en c :

$$R_p = \frac{v}{I}\frac{Pl_1l_2}{l}.$$

Effort tranchant du côté A :

$$P_2 = \frac{Pl_1}{l}.$$

Effort tranchant du côté B :

$$P_1 = \frac{Pl_2}{l}.$$

Moment fléchissant nul en :

$$x_1 = \frac{3}{11}l.$$

Moments fléchissants maxima :

en A : $\mu = \frac{3}{16}Pl$;

en C : $\mu = \frac{5}{32}Pl$.

Fatigue maximum du métal en A :

$$R_p = \frac{v}{I}\frac{3Pl}{16}.$$

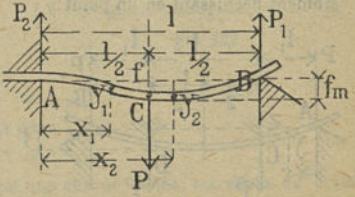


FIG. 129.

Flèche maximum en x_2 :

$$f = 0{,}00931 \frac{Pl^3}{EI},$$

$$x_2 = 0{,}553l.$$

Effort tranchant du côté AC :

$$P_2 = \frac{11}{16} P.$$

Effort tranchant du côté BC :

$$P_1 = \frac{5}{16} P.$$

Moment fléchissant en x :

$$\mu = \frac{Pl}{2}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\right).$$

Moments fléchissants maximums :

$$\left.\begin{array}{l}\text{en A et B}\\ \text{en C}\end{array}\right\} \mu = \frac{Pl}{8}.$$

Charge maximum du métal en A, B et C

Fig. 130.

$$R_p = \frac{v}{I} \cdot \frac{Pl}{8}.$$

Flèche maximum en C :

$$f = \frac{P}{EI} \frac{l^3}{192}.$$

Effort tranchant :

$$\frac{P}{2}.$$

Moment fléchissant nul pour :

$$x = 0{,}25l \text{ et } 0{,}75l.$$

Moment fléchissant en un point y :

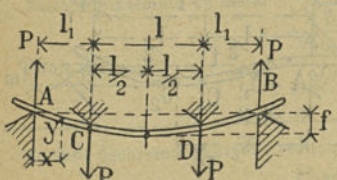


Fig. 131.

$$\mu = Px;$$

Moment fléchissant maximum de C à D :

$$\mu = Pl_1.$$

Charge maximum du métal de C à D :

$$R_p = \frac{v}{I} Pl_1.$$

Flèche entre C et D maximum :

$$f = \frac{1}{8}\frac{P}{EI} l_1 l^2.$$

Flèche totale :

$$f' = \frac{Pl_1}{2EI}\left[\left(l_1 + \frac{l}{2}\right)^2 - \frac{l_1^2}{3}\right].$$

Effort tranchant de C à A et de D à B :

$$T = P.$$

Effort tranchant de C à D :

$$T = o.$$

Charge uniformément répartie.

(Le poids de la pièce peut être compris dans la charge.)

Charge par unité de longueur :

$$p.$$

Charge totale :

$$P = pl.$$

Moment fléchissant en y :

$$\mu = \frac{1}{2} px^2.$$

Moment fléchissant maximum en A :

$$\mu = \frac{1}{2} pl^2.$$

Charge maximum du métal en A :

$$R_p = \frac{v}{I}\frac{pl^2}{2}.$$

Flèche

$$f = \frac{1}{8}\frac{pl^4}{EI} = \frac{1}{8}\frac{Pl^3}{EI}.$$

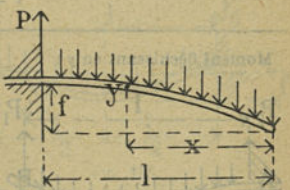


Fig. 132.

Effort tranchant en y

$$T = px.$$

Effort maximum tranchant en A :

$$T = P = pl.$$

Si la pièce supporte en plus une charge isolée, les effets de cette charge s'ajoutent aux précédents.

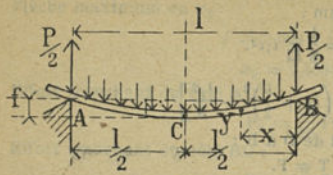


Fig. 133.

Moment fléchissant en y

$$\mu = \frac{px}{2}(l - x).$$

Moment fléchissant maximum en C :

$$\mu = \frac{1}{8} pl^2.$$

Charge maximum du métal :

$$R_p = \frac{v}{I} \frac{pl^2}{8}.$$

Flèche maximum au milieu :

$$f = \frac{5}{384} \frac{pl^4}{EI}.$$

Effort tranchant en y :

$$T = p\left(\frac{l}{2} - x\right).$$

Effort tranchant en C :

$$T = 0.$$

Effort tranchant maximum en A et B :

$$T = \frac{pl}{2}.$$

Moment fléchissant en y :

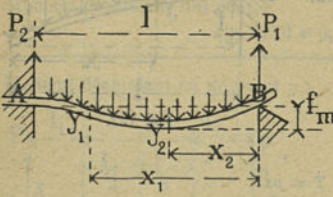


Fig. 134.

$$\mu = \frac{px}{2}\left(\frac{3l}{4} - x\right).$$

Moment fléchissant maximum en A :

$$\mu = \frac{pl^2}{8}.$$

Moment fléchissant nul pour :

$$x_1 = \frac{3}{4} l.$$

Charge maximum du métal en A :

$$R_p = \frac{v}{I} \frac{pl^2}{4}.$$

Flèche maximum en $x_2 = 0{,}422l$:

$$f_{max} = \frac{1}{192}\frac{pl^4}{EI} = \frac{1}{192}\frac{Pl^3}{EI}.$$

Effort tranchant en B :

$$T = P_1 = \frac{3}{8}pl.$$

Effort tranchant en A :

$$T = \frac{5}{8}pl.$$

Effort tranchant en y :

$$T = p\left(\frac{3}{8}l - x\right).$$

Effort tranchant nul pour :

$$x = \frac{3}{8}l.$$

Effort tranchant maximum en A :

$$T = -\frac{5}{8}pl.$$

Moment fléchissant en y :

$$\mu = \frac{1}{2}pl^2\left(\frac{1}{6} - \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2}\right).$$

Moment fléchissant maximum en A et B :

$$\mu = \frac{1}{12}pl^2.$$

Moment fléchissant maximum en C :

$$\mu = \frac{1}{24}pl^2.$$

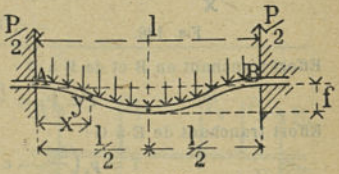


FIG. 135.

Moment fléchissant nul pour :

$$x = 0{,}2115l \quad \text{et} \quad x = 0{,}7885l.$$

Charge maximum du métal en A et B :

$$R_p = \frac{v}{I}\frac{pl^2}{12}.$$

Flèche maximum en C :

$$f = \frac{1}{384}\frac{pl^4}{EI}.$$

Effort tranchant en A et B :

$$T = \frac{pl}{2} = \frac{P}{2}.$$

Effort tranchant en C :

$$T = o.$$

Effort tranchant en y :

$$T = p\left(\frac{l}{2} - x\right).$$

$$P = 2pc, \qquad a < b.$$

Moment fléchissant maximum en y :

$$\mu = P\left(\frac{4ab + (b - a)\,x}{4l} - \frac{c}{4}\right),$$

pour

$$x = c\,\frac{b - a}{l}.$$

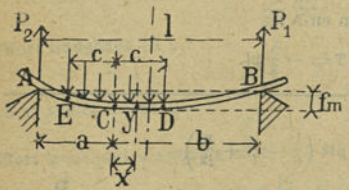


Fig. 136.

Charge maximum du métal en y :

$$R_p = \frac{v}{l}\,\mu.$$

Effort tranchant en A et de A à E :

$$T = P_2 = \frac{Pb}{l}.$$

Effort tranchant en B et de B à D :

$$T = P_1 = \frac{Pa}{l}.$$

Effort tranchant de E à C :

$$T = p\left(\frac{2cb}{l} - c + x\right).$$

Effort tranchant de D à C :

$$T = p\left(\frac{2ca}{l} - c + x\right).$$

Effort tranchant nul pour :

$$x = c\left(1 - \frac{2a}{l}\right),$$

pour $a = b = \frac{l}{2}$.

Moment fléchissant pour $x_1 \leqq \frac{l}{2} - c$:

$$\mu = \frac{P}{2} x_1.$$

Moment fléchissant pour $x \leqq c$:

$$\mu = \frac{p}{2}(cl - c + x).$$

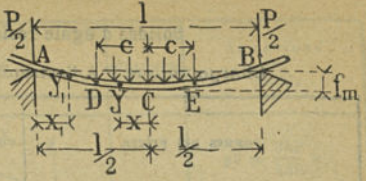


FIG. 137.

Moment fléchissant maximum en C :

$$\mu = \frac{P}{4}(l - c).$$

Charge maximum du métal en C :

$$R_p = \frac{v}{1}\frac{P}{4}(l - c).$$

Flèche maximum en C :

$$f = \frac{P}{EI}\frac{l^3 - c^2(2l - c)}{48}.$$

Effort tranchant de A et E et de D à B :

$$T = \frac{P}{2}.$$

Effort tranchant de E à D :

$$T = px.$$

Effort tranchant nul en C :

$$T = 0.$$

Moment fléchissant en m_1 :

$$\mu_1 = Rl_1.$$

Moment fléchissant en m_2 :

$$\mu_2 = Rl_2 - P_1(l_2 - l_1).$$

Moment fléchissant en m_3 :

$$\mu_3 = Rl_3 - P_1(l_3 - l_1) - P_2(l_3 - l_2).$$

Effort tranchant en A :

$$R = \frac{P_1 l'_1 + P_2 l'_2 + P_3 l'_3}{l}.$$

Effort tranchant en B :

$$R_1 = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3}{l}.$$

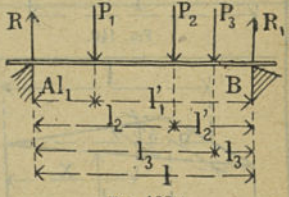
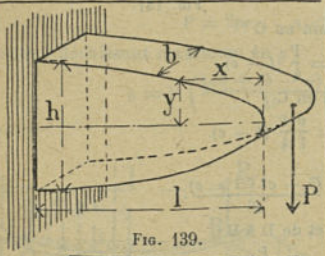
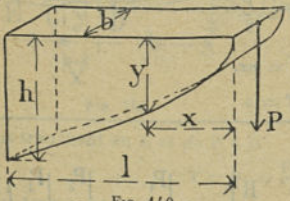
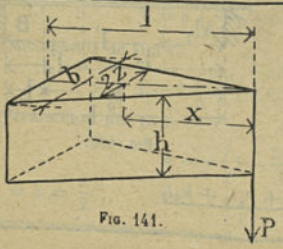
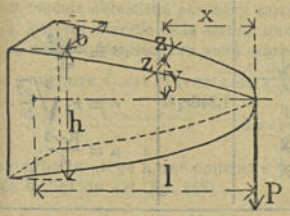
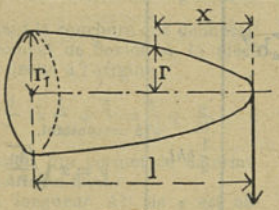


FIG. 138.

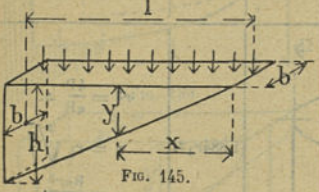
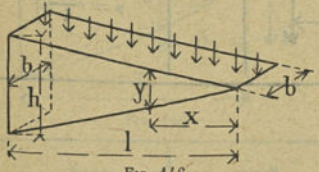
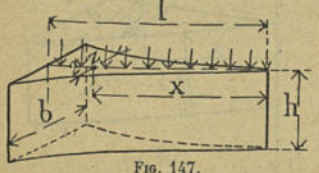
Solides d'égale résistance.

Charge unique P à l'extrémité de la pièce.

FORMES DES PIÈCES	VOLUMES	ÉQUATIONS des profils
 FIG. 139.  FIG. 140.	$\frac{2bhl}{3}$.	$y^2 = \frac{1.5P}{bR}x.$ b = constant. R = charge de la fibre la plus fatiguée.
 FIG. 141.	$\frac{1}{2}bhl^2$.	$z = \frac{3P}{Rh^2}x.$ h = constant.

FORMES DES PIÈCES	VOLUMES	ÉQUATIONS des profils
 Fig. 142.	$\frac{3}{5}bhl.$	$y^3 = \frac{3hP}{4bR}\,x.$ $z^3 = \frac{3b^2P}{4h^2R}\,x.$ $y = \frac{h}{2}\sqrt[3]{\frac{x}{l}}.$ $\frac{y}{z} = \frac{b}{h} = C^{te}.$
 Fig. 143.	$1{,}884 r_1^2 l$	$r^3 = \frac{4P}{\pi R}\,x.$ $r = r_1\sqrt[3]{\frac{x}{l}}.$ $\mu = \frac{R\pi r^3}{4}.$

Charge uniformément répartie, p, par unité de longueur.

FORMES DES SOLIDES	VOLUMES	ÉQUATIONS des profils
 FIG. 144.	$1{,}346 r_1^2 l$	$r^3 = \frac{2px^2}{\pi R}$. $r = r_1 \sqrt[3]{\frac{x^2}{l^2}}$. $\mu = \frac{R\pi r^3}{4}$.
 FIG. 145.  FIG. 146.	$\frac{1}{2} bhl$.	$b =$ constant. $y = x \sqrt{\frac{3p}{Rb}}$.
 FIG. 147.	$\frac{1}{3} bhl$.	$h =$ constant. $z = \frac{3p}{2Rh^2} x^2$. $\frac{2z}{b} = \frac{x^2}{l^2}$. $z = \frac{bx^2}{2l^2}$.

Rayon de courbure. — Le rayon de courbure en un point d'une pièce soumise à la flexion est :

$$\rho = \frac{EI}{\mu}.$$

E, module d'élasticité par mètre carré ;
I, moment d'inertie de la section transversale, l'unité étant le mètre ;
μ, moment fléchissant au point considéré, en mètres × kilogrammes

La courbure C est l'inverse du rayon de courbure :

$$C = \frac{1}{\rho}.$$

Lorsque la pièce a une courbure primitive C_0, la courbure totale C_1 après la flexion est (*fig.* 148) :

$$C_1 = C_0 + C', \qquad C' = \frac{1}{\rho} = \frac{\mu}{EI},$$

C' étant la courbure que donnerait le moment de flexion si la pièce était droite à l'origine :

$$\frac{1}{r_1} = \frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_0} + \frac{\mu}{EI},$$

équation qui permet de déterminer le rayon final r_1.

La longueur AD de ρ est obtenue en menant AD parallèle à EC.

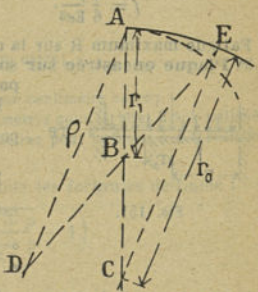


Fig. 148.

PLAQUES CIRCULAIRES

Les formules suivantes (d'après Grashof) sont relatives à des plaques d'épaisseur e constante, et supportant des charges uniformément réparties. Le métal travaille au cisaillement.

Toutes les quantités se rapportent à la même unité de longueur, le mètre par exemple :

r, e, r_0 en mètres ;
p, pression par mètre carré ;
R et E, résistance et module d'élasticité par mètre carré ;
f, flèche maximum en mètres.

1° **Plaque libre** (*fig.* 149) :

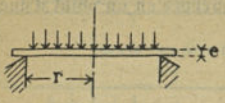


Fig. 149.

$$\frac{e}{r} = \sqrt{\frac{5p}{6R}},$$

$$f = \frac{2}{3}\frac{pr^4}{Ee^3}.$$

Fatigue maximum au centre.

2° **Plaque encastrée sur son pourtour** (*fig.* 150) :

$$\frac{e}{r} = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p}{R}},$$

$$f = \frac{1}{6}\frac{pr^4}{Ee^3}.$$

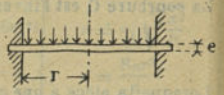


Fig. 150.

Fatigue maximum R sur la circonférence de rayon r.

3° **Plaque encastrée sur son pourtour et soutenue au milieu par un appui circulaire** (*fig.* 151).

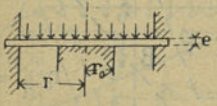


Fig. 151.

La résistance n'est augmentée que pour $r_0 > \frac{r}{20}$.

Pour $r_0 = \frac{r}{7,25}$, la fatigue du métal est diminuée de moitié, soit :

$$\frac{e}{r} = \sqrt{\frac{1}{3}\frac{p}{R}}.$$

Le maximum R de fatigue a lieu sur la circonférence de rayon r_0.

Pour $r_0 < \frac{r}{20}$, la fatigue est augmentée.

4° **Plaque encastrée sur son pourtour et sur le bord d'un évidement intérieur** (*fig.* 152) :

$$\frac{e}{r} = \sqrt{\frac{2}{3}K\frac{p}{R}}.$$

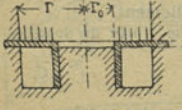


Fig. 152.

$\frac{r_0}{r}$	K_{r_0}	K_r
0,1	1.15	0,43
0,2	0,69	0,35
0,3	0,46	0,28
0,4	0,30	0,21
0,5	0,20	0,15

La fatigue maximum a lieu à la circonférence de rayon r_0. Elle est obtenue en donnant à K les valeurs K_{r_0} du tableau suivant. La fatigue du métal au bord est obtenue en donnant à K les valeurs K_r.

ENVELOPPES CIRCULAIRES ET SPHÉRIQUES

Pour des pressions modérées, on a :

$$e = \frac{pr}{R} + a$$

pour des récipients cylindriques ;

$$e = \frac{pr}{2R} + a$$

pour des récipients sphériques ;

e, épaisseur en centimètres ;
p, pression en kilogrammes par centimètre carré ;
r, rayon en centimètres ;
R, résistance du métal en kilogrammes par centimètre carré ;
a, surépaisseur de garantie : 2 à 3 millimètres pour la tôle, 3 à 4 millimètres pour le cuivre en feuilles, 6 à 9 millimètres pour la fonte, 5 à 6 millimètres pour le bronze ou le laiton fondus.

Pour de fortes pressions, on emploie les formules de Lamé :

$$e = r\left(\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1\right)$$

pour des récipients cylindriques ;

$$e = r\left(\sqrt[3]{\frac{2(R+p)}{2R-p}} - 1\right)$$

pour des récipients sphériques ;

r étant le rayon intérieur, en centimètres ;
e, épaisseur en centimètres ;
R, résistance du métal par centimètre carré ;
p, pression par centimètre carré.

D'après Barbet, on peut prendre pour des vases cylindriques (presses hydrauliques) :

$$e = r\left(\sqrt{\frac{R+\frac{p}{2}}{R-\frac{5}{4}p}} - 1\right),$$

qui donne :

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{R + \frac{p}{2}}{R - \frac{5}{4}p}}.$$

La limite de la pression que l'on peut atteindre est :

$$p = R, \qquad p = 2R, \qquad p = \frac{4}{5}R,$$

selon chacune de ces trois formules. Au delà, le métal est écrasé et la pression dite *pénétrante*.

RESSORTS

La durée de l'oscillation d'un ressort d'égale résistance est :

$$t = \pi\sqrt{\frac{h}{g}},$$

h étant la flexion, c'est-à-dire la demi-amplitude de l'oscillation, en mètres.

Ressort à boudin travaillant dans le sens de son axe (*fig.* 153).

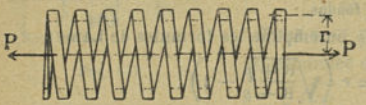


Fig. 153.

1° **Section quelconque du fil :**

$$P = \frac{R_2}{r}\frac{I_0}{v},$$

$$f = \frac{2\pi n}{G}\frac{Pr^3}{I_0};$$

2° **Section circulaire** (*fig.* 154) :

(1) $$\frac{f}{n} = \frac{\pi}{G}\, s\, \frac{P^2}{l}, \qquad P = \frac{\pi d^3 R_2}{16r} = \frac{\pi d^3 R_2}{8d}, \qquad f = \frac{64 n P r^3}{G d^4} = \frac{8 P d^3}{G d^4}\cdot n.$$

3° **Section carrée** (*fig.* 155) :

$$P = \frac{R_2 a^3}{3r\sqrt{2}}, \qquad f = \frac{12\pi}{G}\frac{nPr^3}{a^4}.$$

(1) Flèche en fonction du travail du métal :

$$f = n\pi\frac{D^2}{d}\cdot\frac{R_2}{C}.$$

Pour ressorts à spires jointives :

$$n = \frac{\text{Long.}}{\text{pas}} = \frac{L}{p} = \frac{L}{d}, \quad f = \frac{8L}{C}\cdot\frac{PD^3}{d^5}.$$

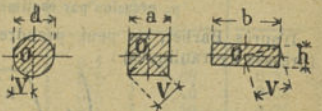


Fig. 154, 155 et 156.

4 **Section rectangulaire** (*fig.* 156) :

$$P = \frac{R_2}{r} \frac{bh\sqrt{b^2 + h^2}}{6}, \qquad f = \frac{24\pi n}{G} \frac{Pr^3}{bh(b^2 + h^2)}.$$

Le métal du fil travaille par *torsion*.

Ces formules permettent de déterminer deux des dimensions lorsqu'on connaît les autres :

P, effort de traction ou de compression, en kilogrammes ;
R_2, résistance pratique du métal au cisaillement, par millimètre carré ;
r, rayon du centre de gravité de la section, en millimètres ;
I_0, moment d'inertie polaire de la section, en millimètres carrés × millimètres carrés par rapport à son centre de gravité ;
v, distance de la fibre la plus éloignée de l'axe d'inertie, en millimètres ;
f, flexion sous la charge P, en millimètres ;
n, nombre de spires utiles ;
G, module d'élasticité au cisaillement par millimètre carré ($G = 0{,}4E$) ;
d, diamètre du fil rond, en millimètres ;
a, côtés du fil carré, en millimètres ;
b et h, côtés du fil rectangulaire, en millimètres.

Pour l'acier :

$$R_2 = 30 \text{ à } 40 \text{ kilogrammes} \quad \text{et} \quad G = 11\,000 \text{ à } 12\,000.$$

Pour une même longueur développée et un même rayon, la flexibilité d'un ressort à fil de section rectangulaire est la même, que le fil soit enroulé à plat ou sur champ.

Exemple de calcul d'un ressort. — Soit à déterminer un ressort à fil rond de 10 spires utiles devant supporter 42 kilogrammes, le rayon moyen étant $r = 40$ millimètres, la fatigue du métal :

$$R_2 = 35 \text{ kilogrammes} \quad \text{et} \quad G = 11\,000.$$

Le diamètre du fil sera :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 42 \times 40}{3{,}14 \times 35}} = 6^{mm},25, \qquad \text{soit 6 millimètres.}$$

(On prend 6 millimètres pour avoir un diamètre courant ; la fatigue du métal se trouve augmentée dans la proportion de $\frac{6{,}25}{6} = 1{,}04$, soit $35 \times 1{,}04 = 36^{kg},44$.)

La flèche en charge :

$$f = \frac{64 \times 10 \times 42 \times 40^3}{11\,000 \times 6^4} = 120 \text{ millimètres.}$$

La longueur du ressort libre sera donc égale à sa longueur en charge plus 120 millimètres.

Ressorts coniques.

La fatigue maximum R_2 du métal correspond au plus grand rayon r_0 (*fig.* 157) :

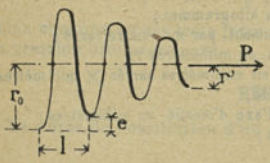


FIG. 157.

$$P = \frac{R_2}{r_0}\frac{I_0}{v}.$$

La fatigue du métal pour une spire de rayon r est :

$$R_2 = \frac{Prv}{I_0}.$$

I_0, moment d'inertie polaire de la section du fil ;

v, distance de la fibre la plus éloignée de l'axe d'inertie.

La flexion est donnée par :

$$df = \frac{2P\pi}{GI_0} r^3 dn,$$

dans laquelle :

$$= f(n),$$

n étant le nombre de spires compris entre les rayons r_0 et r.

Pour un ressort à section de fil constante, et dont e et l sont constants :

$$r = r_2 - ne \quad \text{et} \quad dr = edn\,;$$

$$f = \frac{2P\pi}{GI_0} n \left(r_0^3 - \frac{3}{2} r_0^2 ne + r_0 n^2 e^2 - \frac{1}{4} n^3 e^3\right).$$

Lorsque le ressort agit par compression, ces formules ne sont applicables que lorsque aucune des spires n'est complètement aplatie. Deux spires de rayons r et $r + e$, écartées d'une quantité l à l'état libre, viennent se toucher sous une pression P :

$$P = (l - h) \frac{GI_0}{2\pi\left(r^3 - \frac{3}{2} r^2 e + re^2 - \frac{1}{4} e^3\right)},$$

h étant la hauteur du fil.

La fatigue du métal pour cette pression P est :

$$R_2 = \frac{Prv}{I_0}.$$

Lorsque le ressort est à doubles cônes opposés par la base, il se comporte comme deux ressorts simples. R_2 conserve la même valeur et la flexion totale est double. Quand le fil est rectangulaire (*fig.* 158) :

$$\frac{I_0}{v} = \frac{bh\sqrt{b^2 + h^2}}{6},$$

$$P = \frac{R_2}{6r_2}\, bh\sqrt{b^2 + h^2}.$$

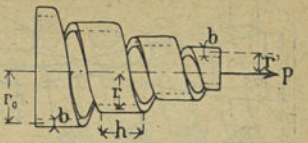


Fig. 158.

On peut proportionner la hauteur h suivant le rayon, de façon que R_2 soit constante pour toutes les spires ; la valeur de h en fonction du rayon r est donnée par l'équation bicarrée :

$$R_2^2 b^2 h^4 + R_2^2 b^4 h^2 - 36 P^2 r^2 = 0.$$

Ressorts de torsion.

Moment de torsion :

$$M = Pr.$$

1° Tige à section quelconque, uniforme sur la longueur

$$Pr = \frac{I_0}{v} R_2.$$

Angle de torsion en degrés α :

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{Prl}{GI_0}.$$

P, effort total, en kilogrammes, agissant sur un rayon r en millimètres ;
I_0, moment d'inertie polaire de la section en millimètres carrés × millimètres carrés ;
v, distance de la fibre la plus éloignée de l'axe d'inertie ;
R_2, résistance pratique du métal au cisaillement ;
l, longueur en millimètres ;
G, module d'élasticité au cisaillement.

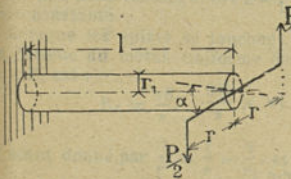


Fig. 159.

2° Tige à section circulaire de diamètre d, en millimètres (*fig.* 159) :

$$Pr = \frac{\pi d^3}{16} R_2,$$

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{Prl}{G} \frac{32}{\pi d^4} \text{ en degrés.}$$

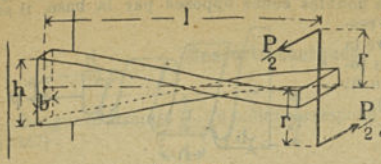


Fig. 160.

3° Tige rectangulaire de dimensions b et h en millimètres (*fig.* 160).

$$Pr = \frac{b^2h^2}{3\sqrt{b^2+h^2}} R_p,$$

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{Prl}{G} \frac{6}{bh\left(\sqrt{b^2+h^2}\right)}.$$

Ressort à boudin, agissant par torsion (*fig.* 161).

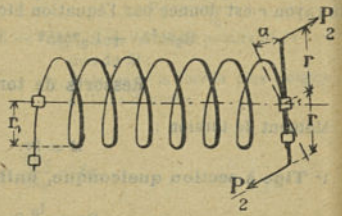


Fig. 161.

M = Pr, moment de torsion en kilogrammes et millimètres ;

R_p, résistance du métal par millimètre carré à la traction et à la compression (40 à 60 kilogrammes pour l'acier) ;

E, module d'élasticité à la traction par millimètre carré (E = 25 000 à 28 000 pour l'acier trempé) ;

r_1, rayon du centre de gravité de la section, en millimètres ;

n, nombre de spires ;

I, moment d'inertie de la section, en millimètres carrés × millimètres carrés, par rapport à un axe xx' passant par le centre de gravité et parallèle à l'axe du ressort.

1° Section quelconque :

$$R_p = \frac{v}{I} Pr,$$

constant sur toute la longueur.

Angle de torsion, en degrés :

$$\alpha = \frac{2\pi r_1 n}{EI} Pr \times \frac{180}{\pi}.$$

Flexibilité pour $Pr = 1$:

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \frac{2\pi r_1 n}{EI} \text{ (degrés)}$$

2° **Fil à section circulaire de diamètre** d **millimètres** (*fig.* 162) :

$$R_p = Pr\,\frac{32}{\pi d^3},$$

$$\alpha = Pr\,\frac{2r_1 n}{E}\cdot\frac{180}{\pi}\cdot\frac{64}{d^4}.$$

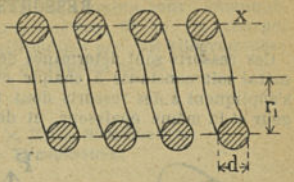


FIG. 162.

3° **Fil à section carrée de côté** a :

$$R_p = Pr\,\frac{6}{a^3},$$

$$\alpha = Pr\,\frac{2\pi r_1 n}{E}\cdot\frac{180}{\pi}\cdot\frac{12}{b^4}$$

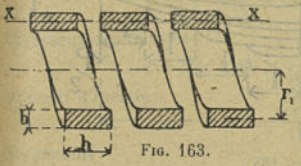


FIG. 163.

4° **Fil à section rectangulaire de dimensions** b **et** h (*fig.* 163) :

$$R_p = Pr\,\frac{6}{b^2 h},$$

$$\alpha = Pr\,\frac{2\pi r_1 n}{E}\cdot\frac{180}{\pi}\,\frac{12}{b^3 h}.$$

Ressorts spiraux.

La fatigue du métal est constante pour toutes les spires, tant qu'elles ne se touchent pas :

$$R_p = \frac{v}{I}\,P\rho.$$

$$I, \text{ moment d'inertie} = \frac{b^3 h}{12}$$

(h, hauteur constante de la lame)

$$v = \frac{b}{2}, \qquad \frac{I}{v} = \frac{b^2 h}{6},$$

pour une lame rectangulaire à section constante.

Lorsque les spires se touchent, la fatigue du métal, uniforme de A à B, est :

$$R_p = \frac{vE}{r'},$$

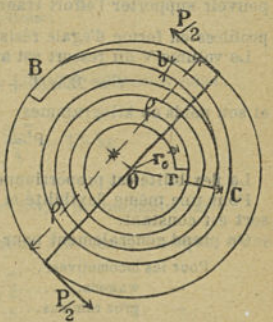


FIG. 164.

r' étant donné par $\frac{1}{r'} = \frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}$, et r_1 étant le rayon de courbure au point A lorsque le ressort est libre.

RESSORTS A LAMES

Ces ressorts sont déterminés de façon que la fatigue maxima du métal soit constante à chaque étagement. Les formules suivantes s'appliquent à des ressorts dont toutes les lames ont la même largeur et la même épaisseur, et dont les étagements sont égaux en

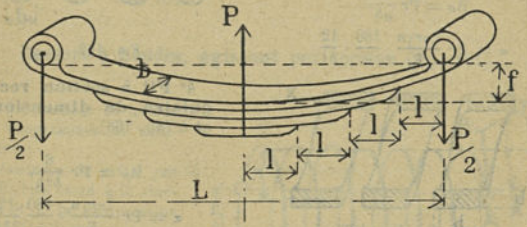


Fig. 165.

longueur. Dans tous les cas, la section de la maîtresse lame doit pouvoir supporter l'effort tranchant $\frac{P}{2}$. Les extrémités des lames sont profilées en forme d'égale résistance.

Le volume V du ressort est approximativement :

$$V = 2Lbe(1 + n) \text{ en millimètres cubes,}$$

et son poids en kilogrammes :

$$P' = 7{,}78 \frac{V}{100\,000}.$$

La flexibilité est proportionnelle à L^3.

Pour une même flexibilité et une même résistance, le poids du ressort est constant.

On prend généralement pour largeur b :

Pour les locomotives	90	millimètres
— wagons	75	—
— gros camions	55 à 60	—
— grosses voitures	50 à 55	—
— voitures moyennes	45 à 50	—
— — légères	40 à 45	—
— voiturettes	35 à 40	—

Exemple. — Soit à déterminer un ressort devant supporter une charge P = 300 kilogrammes et dont les données sont: longueur, L = 1 mètre ; largeur, b = 50 millimètres; flèche en charge, f = 20 millimètres ; flexibilité, 25 millimètres par 100 kilogrammes ; charge du métal, 40 kilogrammes par millimètre carré.

On aura:

Flèche de fabrication :

$$f_0 = f + P\varphi = 20 + 0{,}25 \times 300 = 95 \text{ millimètres};$$
$$f' = 0{,}25 \times 300 = 75 \text{ millimètres};$$

Rayon de courbure fictif:

$$r' = \frac{\overline{1\,000}^2}{8 \times 75} = 1\,666 \text{ millimètres};$$

Épaisseur des feuilles:

$$e = 2 \times 1\,666 \times \frac{40}{20\,000} = 6^{mm},8;$$

Moment d'inertie:

$$= \frac{be^3}{12};$$

Étagement:

$$= \frac{4 \times be^3 \times 40}{12 \times e \times 300} = \frac{4 \times 50 \times 46 \times 40}{12 \times 300} = 102 \text{ millimètres};$$

Nombre de feuilles:

$$\frac{1\,000}{204} = 5 \text{ environ};$$

Volume du ressort:

$$V = \frac{1}{2} \times 1\,000 \times 50 \times 6{,}8 \times 6 = 4\,080\,000 \text{ millimètres cubes};$$

Poids:

$$P' = 7{,}78 \times 4{,}08 = \frac{31{,}7}{4} = 7{,}9 \text{ kg};$$

Effort tranchant:

$$T = \frac{P}{2 \times b \times e} = \frac{150}{2 \times 50 \times 6{,}8} = 0^{kg},22 \text{ par millimètre carré.}$$

La durée d'oscillation d'un ressort sous l'influence brusque d'une force f est :

$$t = \pi \sqrt{\frac{h}{g}},$$

h étant la flexion que produirait la force f au repos. Elle est donc d'autant plus longue que le ressort est plus chargé. La flexion occasionnée par cette force agissant brusquement est double de celle qu'elle produirait au repos, d'où il résulte que l'augmentation de fa-

tigue R_p du métal est double. Dans les calculs, on adoptera donc comme charge du métal à l'état statique la moitié de la résistance pratique du métal.

Cette dernière va jusqu'à 80 kilogrammes.

Ressorts de choc.

Lorsqu'un ressort amortit un choc qui le fait fléchir d'une quantité h, le travail absorbé par le ressort est :

$$T = \frac{P^2\varphi}{4} = \frac{h^2}{4\varphi}.$$

Choc sur l'extrémité d'une barre encastrée, de section uniforme.

Lorsqu'une poutre encastrée, de longueur L et de section constante, reçoit le choc d'un poids P tombant avec une vitesse V, elle fléchit d'une quantité (*fig.* 166) :

$$f = \sqrt{\frac{MV^2L^3}{3EI}}.$$

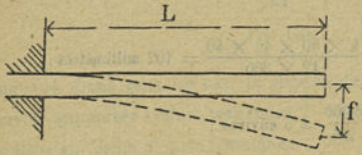


Fig. 166.

La force maximum exercée sur l'extrémité est :

$$F = \frac{3EIf}{L^3} = \sqrt{\frac{3EIMV^2}{L^3}}.$$

La charge de la fibre la plus fatiguée, à l'encastrement, est :

$$R_p = \sqrt{\frac{3MV^2v^2E}{IL}}.$$

La charge statique qui produirait la même flexion serait F. Elle est proportionnelle à V.

I, moment d'inertie de la section, par rapport au mètre ;

$M = \frac{P}{g}$, masse du corps produisant le choc ;

P, en kilogrammes ;

E, module d'élasticité par mètre carré ;

f, flèche en mètres ;

V, vitesse en mètres ;

R_p, charge du métal par mètre carré.

Pour une pièce de section circulaire pleine de rayon R, en mètres :

$$R_p = \frac{2}{R}\sqrt{\frac{3MV^2E}{\pi L}}.$$

Pour une section creuse de rayons R et R′ :

$$R_p = 2R\sqrt{\frac{3MV^2E}{\pi L\,(R^4 - R'^4)}}.$$

Pour une section rectangulaire :

$$R_p = 3\sqrt{\frac{MV^2E}{Lbh}}.$$

Exemple. — Soit une barre circulaire de 0,08 de diamètre et de $0^m,500$ de longueur, recevant un poids de 50 kilogrammes tombant de la hauteur de 1 mètre. La vitesse de la masse sera :

$$V = \sqrt{2gh} = 4^m,4,$$

$$R_p = \frac{2}{0,04}\sqrt{\frac{3 \times 50 \times 19,6 \times 20000 \times 10^6}{9,81 \times \pi \times 0,5}} = 97,5 \times 10^6,$$

soit $97^{kg},5$ par millimètre carré.

MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION DES AUTOMOBILES

Voici les matériaux généralement employés pour les divers organes de la voiture :

Moteur.

Cylindres. — Fonte marine. Fonte de moulage. Pour les moteurs d'aviation : fonte au vanadium, acier doux ou traité.

Il est recommandé d'avoir au moins une dureté Brinell de 200 pour la fonte.

Dans le cas des cylindres en acier, on doit prendre de l'acier aussi dur que possible, au moins 70 kilogrammes de charge de rupture. On a eu d'excellents résultats avec des aciers cémentés, et encore meilleurs avec les aciers nitrurés.

Joints de culasses. — Joint métalloplastique.

Joints d'eau. — Amiante, hermétic.

Guides des soupapes. — Fonte au creuset, quelquefois bronze phosphoreux.

Collecteurs d'échappement. — Acier demi-dur, fonte. Fonte malléable.

Collecteur admission. — Bronze. Cuivre rouge avec raccords bronze brasés ou soudés à l'étain, aluminium et alliages, fonte, joints caoutchouc avec collier.

Joints des brides des collecteurs. — Amiante. Métalloplastiques, klingerit.

Soupapes. — Acier au nickel à 5 0/0, acier doux ordinaire pour les soupapes d'admission, acier au nickel à 33 0/0 pour les soupapes d'échappement.

Pour les moteurs à haut rendement on conseille pour les soupapes d'admission les chrome-nickel doux ou durs, auto-trempants ; pour les soupapes d'échappement les aciers rapides à haute teneur en tungstène ou en chrome.

Ressorts de soupapes. — Acier fondu.

Clavettes. — Acier cémenté et trempé.

Bouchon de soupape. — Bronze ordinaire ; fonte.

Joint. — Métalloplastique, hermétic, klingerit.

Vilebrequin. — Acier mangano-siliceux. Acier demi-dur. Acier. Chrome. Nickel,

Acier chrome-nickel demi-dur de 80 à 90 kilogrammes de charge de rupture avec 12 0/0 d'allongement.

On tend de plus en plus à abandonner l'acier cémenté et trempé pour les vilebrequins surtout du fait des difficultés de fabrication résultant des déformations au moment du traitement ; l'emploi de coussinets antifriction permet, en effet, de se contenter d'acier demi-dur, de chrome-nickel demi-dur, d'acier mangano-siliceux, de résistance plus grande et exigeant un usinage beaucoup moins délicat.

Les aciers nitrurés ont également donné d'excellents résultats.

Bielle. — Acier demi-dur matricé ou acier chrome-nickel.

Quelques essais — couronnés de succès — ont été faits avec des bielles en alliages d'aluminium, particulièrement en dur aluminium.

Coussinets de têtes de bielles. — Bronze au plomb, bronze ordinaire garni de régule ou régule directement appliqué sur la bielle.

Bronze phosphoreux (uniquement sur parties de vilebrequin cémentées et trempées).

Bague de pied de bielle. — Bronze dur, bronze phosphoreux, acier trempé sur acier trempé.

Piston. — Fonte. Fonte malléable. Aluminium et alliages.

Axe de piston. — Acier doux cémenté, trempé, rectifié. Acier de cémentation, cémenté, trempé, rectifié.

Segments de piston. — Fonte douce.

Arbre à cames. — Acier de cémentation.

Pignons de distribution. — Fonte d'engrenage. Acier demi-dur. Acier coulé. Bronze. Fibre. Bronze et fibre.

Produits spéciaux à base de bakelite : céloron, formica, textolite, etc... Mais ces matières doivent être employées de telle sorte qu'une des roues engrène avec une roue en métal : fonte ; acier dur.

Poussoirs de soupape. — Acier fondu étiré. Acier demi-dur.

Galets de poussoir. — Acier de cémentation.

Coussinet d'arbre à cames. — Bronze dur. Aluminium. Bronze phosphoreux.

Volant. — Fonte. Acier. La fonte est dangereuse pour les moteurs tournant à grande vitesse, le volant peut éclater par suite de la force centrifuge.

Carter de moteur. — Aluminium. Fonte.

Embrayage.

Disques multiples. — Dans les embrayages à disques multiples, embrayages trempant dans l'huile (genre Hele-Schaw), les disques sont tous en acier demi-dur quelquefois aussi la moitié des disques est en acier, l'autre moitié en bronze.

Quand les disques fonctionnent à sec, on les garnit de thermoïd, d'asbestos, ferodo ou de matières analogues.

Embrayages à plateau unique. — Plateau mobile : en fonte ou acier garni de matière amiantée.

Plateau d'entraînement (calé sur l'arbre à cardan) : acier fondu trempé et rectifié.

Organes communs aux divers types d'embrayage. — Douilles : bronze au plomb, antifriction.

Levier de commande de l'axe de débrayage (fourchette) : acier mangano-siliceux. — Acier au vanadium. — Acier demi-dur.

Boîte de vitesses.

Pignons. — Mangano-siliceux, chrome-nickel doux ou chrome-nickel demi-dur traité, chrome-nickel auto-trempant.

Arbres. — Acier demi-dur, chrome-nickel demi-dur.

Clavettes. — Acier fondu étiré.

Fourchettes, coulisseaux, doigts de baladage. — Demi-dur.

Carter. — Aluminium. — Parfois fonte.

Douilles. — Bronze dur.

Logements des roulements à billes. — Bronze dur ou phosphoreux. — Laiton.

Boutons. — Demi-doux. — Demi-dur.

Transmission et Pont-arrière.

Arbre à cardan. — Acier demi-dur. Mangano-siliceux de cémentation pour les petites voitures ou pour les pièces fatiguant en chrome-nickel demi-dur, ou acier auto-trempant traité.

Joints de cardan. — Acier de cémentation. Acier demi-dur.

Dés de cardan. — Acier cémenté trempé rectifié. On abandonne de plus en plus les dés en bronze phosphoreux. On a essayé avec succès des dés de cardan en fibre.

Pignons d'attaque et pignons du différentiel. — On recommande également les mêmes qualités d'acier que pour les pignons des boîtes de vitesse.

Dans les ponts à vis, la vis se fait, soit en acier de cémentation (acier au carbone ou acier à 2 0/0 de nickel), soit en acier spécial de même qualité que les pignons.

La couronne est toujours en bronze dur (bronze phosphoreux).

Axes de satellites. — Acier nickel 2 0/0, cémenté trempé rectifié. Acier demi-dur. Acier nickel-chrome demi-dur.

Boîte du différentiel. — Acier demi-dur, douilles en bronze phosphoreux.

Carter du pont arrière. — Aluminium. Acier coulé. Trompettes en tube d'acier étiré (demi-dur). — Carter d'une seule pièce en tôle à chaudière soudée électriquement ou à l'autogène.

Arbres des roues. — Mangano-siliceux ou demi-dur ou chrome-nickel demi-dur.

On conseille également les mêmes qualités d'acier que pour les arbres à cardans.

Essieux.

Acier incassable, trempé à l'eau vers 900°, sans recuit. Acier à 2 0/0 de nickel, acier demi-dur, chrome-nickel demi-dur.

Fusées. — Acier demi-dur. Acier nickel ou nickel-chrome demi-dur.

Moyeux de roues. — Acier doux.

Freins.

Tambours. — Acier coulé, Acier demi-dur. — Aluminium garni d'acier.

Il est recommandé de ne pas descendre au-dessous de 0,3 0/0 de carbone pour l'acier des tambours de freins.

Patins. — Acier de cémentation. Acier coulé. En général, on rapporte un patin en fonte dure ou cuivre ou bronze ou on garnit de ferodo.

Direction.

Carter. — Fonte malléable. Acier coulé. Aluminium. Acier demi-dur.

Vis et secteur. — Acier de cémentation. Demi-dur trempé ou chrome-nickel demi-dur.

Doigt de direction. — Acier demi-dur matricé ou chrome-nickel demi-dur ou nickel.

Barres de direction et d'accouplement. — Tube étiré sans soudure (acier demi-dur).

Pilier de direction. — Tube étiré.

Volant. — Bronze, aluminium, garniture d'ébonite, de bois, d'exonite, etc.

Châssis.

Tôle d'acier Martin, demi-dur, doux.

Parfois : traverses en tube étiré.

Raccords. — Acier coulé.

Ressorts.

Acier mangano-siliceux.

Mains de ressort. — Acier demi-dur matricé.

ACIERS (Généralités).

Résistance des câbles métalliques en fil d'acier au creuset.

(Charge limite de l'acier employé, 130 kilogrammes par millimètre carré.)

Diam. du câble m/m	Nomb. de fils	Diam. du fil m/m	Poids au mètre cour^nt kgs.	Résis-tance kgs.	Diam. du câble m/m.	Nomb. de fils	Diam. du fil m/m	Poids au mètre cour^nt kgs.	Résis-tance kgs.
9	96	0,5	0,18	2400	16	96	0,9	0,56	7680
10	120	0,5	0,23	3000	18	120	0,9	0,73	9600
11	144	0,5	0,27	3600	19	144	0,9	0,87	11520
12	168	0,5	0,32	4200	21	168	0,9	1,02	13440
13	210	0,5	0,39	5250	23	210	0,9	1,28	16800
14	252	0,5	0,48	6300	25	252	0,9	1,53	20160
10	96	0,6	0,25	3360	18	96	1,0	0,70	9540
12	120	0,6	0,32	4200	20	120	1,0	0,90	11880
13	144	0,6	0,39	5040	22	144	1,0	1,08	14256
14,5	168	0,6	0,45	5880	24	168	1,0	1,26	16632
16	210	0,6	0,58	7350	26	210	1,0	1,58	20790
17,5	252	0,6	0,68	8820	28	252	1,0	1,89	24948
13	96	0,7	0,34	4608	20	96	1,2	1,00	13536
15	120	0,7	0,44	5760	24	120	1,2	1,25	16920
16	144	0,7	0,53	6912	27	144	1,2	1,50	20304
17	168	0,7	0,62	8064	29	168	1,2	1,75	23688
18	210	0,7	0,77	10088	31	210	1,2	2,18	29610
20	252	0,7	0,93	12096	35	252	1,2	2,62	35532
14	96	0,8	0,44	6048					
16	120	0,8	0,58	7560					
17,5	144	0,8	0,69	9072					
19	168	0,8	0,81	10584					
20,5	210	0,8	1,01	13230					
22	252	0,8	1,21	15876					

Dureté.

Nombre de dureté. Coefficient de proportionnalité. — Cette méthode consiste à exercer sur le métal une pression connue par l'intermédiaire d'une bille en acier de diamètre déterminé. Il se produit ainsi dans le métal soumis aux essais une empreinte ayant la forme d'une calotte sphérique dont la surface est facile à calculer.

Si l'on appelle **P** la pression exercée sur une bille et a la surface de la calotte sphérique, l'expression.

$$\frac{P}{a} = \Delta$$

donne le nombre du dureté de Brinell :

Suivant Brinell, pour les aciers recuits d'une teneur inférieure à 0,800, on a la relation :

$$R = k\Delta,$$

dans laquelle R est la charge de rupture par millimètre carré.

Le coefficient k avait été fixé par Brinell à 0,346 dans le cas d'une bille de 10 millimètres.

Barème du nombre de dureté Δ de Brinell.

Diamètre de la bille 10 millimètres ;
Pression 3.000 kilogrammes ;
Diamètre de l'empreinte *d*, en millimètres.

d	Δ	d	Δ	d	Δ	d	Δ	d	Δ
2,00	946	2,45	627	2,90	444	3,35	332	3,80	255
01	936	46	621	91	441	36	329	81	253
02	926	47	615	92	438	37	327	82	251
03	917	48	610	93	435	38	325	83	250
04	908	49	605	94	432	39	323	84	249
05	898	2,50	600	95	430	3,40	321	85	248
06	889	51	595	96	427	41	319	86	246
07	881	52	590	97	424	42	317	87	244
08	873	53	586	98	422	43	315	88	243
09	865	54	582	99	420	44	313	89	242
2,10	857	55	578	3,00	418	45	311	3,90	241
11	849	56	573	01	414	46	309	91	239
12	841	57	568	02	411	47	307	92	238
13	833	58	563	03	408	48	305	93	237
14	825	59	559	04	405	49	304	94	236
15	817	2,60	555	05	402	3,50	302	95	235
16	810	61	550	06	399	51	300	96	233
17	803	62	545	07	396	52	298	97	231
18	796	63	540	08	393	53	296	98	230
19	789	64	536	09	390	54	294	99	229
2,20	782	65	532	3.10	387	55	293	4,00	228
21	774	66	528	11	384	56	291	01	227
22	766	67	524	12	381	57	289	02	226
23	758	68	520	13	379	58	288	03	225
24	751	69	516	14	377	59	287	04	224
25	744	2,70	512	15	375	3,60	286	05	223
26	737	71	508	16	372	61	284	06	222
27	731	72	504	17	370	62	282	07	220
28	725	73	501	18	368	63	280	08	219
29	719	74	498	19	366	64	278	09	218
2,30	713	75	495	3,20	364	65	277	4,10	217
31	707	76	491	21	362	66	275	11	216
32	701	77	487	22	358	67	273	12	215
33	695	78	483	23	355	68	271	13	214
34	689	79	480	24	353	69	270	14	213
35	683	2,80	477	25	351	3,70	269	15	212
36	676	81	473	26	348	71	267	16	211
37	670	82	469	27	346	72	265	17	210
38	664	83	466	28	344	73	264	18	209
39	658	84	463	29	342	74	263	19	208
2,40	652	85	460	3,30	340	75	262	4,20	207
41	647	86	456	31	338	76	260	21	206
42	642	87	453	32	336	77	258	22	205
43	637	88	450	33	334	78	257	23	204
44	632	89	447	34	333	79	256	24	203

Barème du nombre de dureté Δ de Brinell (*Suite*).

d	Δ	d	Δ	d	Δ	d	Δ	d	Δ
4,25	202	4,70	163	5,15	134	5,60	112	6,25	87
26	200	71	162	16	133	61	111	30	86
27	199	72	161	17	132	62	111	35	84
28	198	73	160	18	131	63	110	40	82
29	197	74	159	19	131	64	110	45	81
4,30	196	75	159	5,20	131	65	108	6,50	80
31	195	76	158	21	130	66	108	55	79
32	194	77	157	22	129	67	108	60	77
33	193	78	156	23	128	68	108	65	76
34	192	79	156	24	128	69	107	70	74
35	192	4,80	156	25	128	5,70	107	75	73
36	191	81	155	26	127	71	107	80	71,5
37	190	82	154	27	126	72	106	85	70
38	189	83	153	28	126	73	106	90	69
39	188	84	153	29	126	74	105	95	68
4,40	187	85	153	5,30	126	75	105	7,00	68
41	186	86	152	31	125	76	105	05	67
42	185	87	151	32	124	77	104	10	66
43	184	88	150	33	124	78	104	15	65
44	183	89	149	34	124	79	103	20	64
45	183	4,90	149	35	124	5,80	103	25	63
46	182	91	148	36	123	81	103	30	62
47	181	92	147	37	122	82	102	35	61
48	180	93	146	38	121	83	102	40	60
49	179	94	146	39	121	84	101	45	59
4,50	179	95	145	5,40	121	85	101	7,50	58
51	178	96	145	41	120	86	101	55	57
52	177	97	144	42	119	87	100	60	56
53	176	98	143	43	118	88	100	65	55
54	175	99	143	44	118	89	99	70	54
55	174	5,00	143	45	118	5,90	99	75	53
56	173	01	142	46	117	91	99	80	52
57	172	02	141	47	116	92	98	85	51
58	171	03	140	48	116	93	98	90	50
59	170	04	140	49	116	94	97	95	49
4,60	170	05	140	5,50	116	95	97	8,00	48
61	169	06	139	51	116	96	97	05	47
62	168	07	138	52	115	97	96	10	46
63	167	08	137	53	115	98	96	15	45
64	166	09	137	54	114	99	95	20	44
65	166	5,10	137	55	114	6,00	95	25	43
66	165	11	136	56	114	05	94	30	42
67	164	12	135	57	113	10	92	35	41
68	163	13	134	58	113	15	90	40	40
69	163	14	134	59	112	20	89	45	39

TABLEAUX DES ACIERS DONNÉS PAR LE

Désignations courantes adoptées	Traitement thermique d'essai	CARACTÉRISTIQUES R	E	A % minim
Classe 1 — Aciers				
Acier de cémentation	Trempé à l'eau à 850° sans revenu	50 ± 5	≥ 28	20
Acier extra-doux	Recuit à 900°, trempé à l'air	38 ± 4	24 ± 2	27
Acier doux	Recuit à 875°, refroidi lentement en air calme.	44 ± 4	26 ± 2	24
Acier demi-doux	Recuit à 825°, refroidi en air calme.	50 ± 5	32 ± 2	20
Acier demi-dur	Recuit à 800° refroidi en air calme.	60 ± 5	34 ± 2	16
Acier dur	Recuit à 780°, refroidi dans le four à 600°, portes du four ouvertes, puis lentement.	70 ± 5	40 ± 2	10
Acier extra-dur	Recuit à 750°, refroidi dans le four jusqu'à 600°, portes du four ouvertes, puis lentement.	> 75		
Classe 2 — Aciers				
Acier de cémentation	Trempé à l'eau à 850°, sans revenu	60 $^{+10}_{-5}$	≥ 35	15
Acier à 6 % de nickel	Trempé à 850°, sans revenu	120 ± 10	100 ± 10	8
Acier à 23-25 % de nickel amagnétique	Trempé à l'eau ou recuit à 950°	Cahier des charges		

SERVICE DE L'AÉRONAUTIQUE MILITAIRE

MÉCANIQUES			Composition moyenne								Exemples d'applications
R minim.	Δ	C	Mn	P max.	S max.	Si	Ni	Cr	Van	Tu	
ordinaires au carbone											
22		0.15	>0.50	0.040	0.040						Arbres à cames, axes de pistons, poussoirs, bagues de boîtes, pièces cémentées.
		0.05 à 0.15	0.40	0.040	0.040						Tôles de cylindres
		0.15 à 0.25	0.30 à 0.50	0.040	0.040						Tôles de cylindre
		0.25 à 0.40	0.30 à 0.50	0.040	0.040						Boulonnerie, visserie, ergots, chevilles, goupilles, clavettes
		0.40 à 0.60	0.30 à 0.50	0.040	0.040						Cylindres, plateau d'accouplements de magnéto, bouchons de bougies, rondelles de ressorts.
		0.60 à 0.70	0.30 à 0.50	0.040	0.040						Ressorts
		0.70 à 1.20	0.50 à 0.70	0.040	0.040						Outils divers
spéciaux au nickel											
20		< 0.12	>0.50	0.040	0.040		1.80 à 2.50				Pièces de cémentat° de fatigue moyenne.
8		0.07 à 0.20	0.35	0.040	0.040		4 à 7				Bielles, tubes spéciaux rapides
spéciales							23 à 25				Boulons spéciaux

TABLEAUX DES ACIERS DONNÉS PAR LE

Désignations courantes adoptées	Traitement thermique d'essai	CARACTÉRISTIQUES R	E	A % minim.
Classe 3 — Aciers				
Acier nickel-chrome de cementation	Après trempe à l'huile à 850°	≥ 85	≥ 70	12
Acier nickel-chrome nuance demi-dur	Trempé à l'huile de 820° à 850°, revenu à 650°	≥ 80	≥ 70	12
Acier nickel-chrome nuance dur	Trempé à l'huile de 800° à 850°, revenu à 650°	≥ 90	≥ 75	12
Acier nickel-chrome trempant à l'air	Trempé à l'air à 900°	≥ 155	≥ 140	5
Acier 30-33 % de nickel	Trempé à l'eau ou recuit à 950°	≥ 75	≥ 45	30
Acier nickel-chrome pour engrenages	Trempé à l'huile à 780°, revenu à 250°	≥ 155	≥ 145	4
Classe 4 — Aciers				
Acier mangano-siliceux	Trempé à l'huile à 900°, revenu à 500°	Cahier des charges		
Acier à 4 % de Si. pour tôles d'induits	Recuit			
Classe 5 — Aciers				
Acier pour roulements				
Classe 6 — Aciers spéciaux				
Acier à 6 % de Tu. pour aimants	Recuit	Cahier des charges		
Acier à 15 % de Tu. pour soupapes d'échappement	Trempé vers 925°, revenu à 550°			
Classe 7 — Aciers spéciaux				
Acier pour soupapes	Trempé à l'air à 900°	200 ± 20	160 ± 15	5

SERVICE DE L'AÉRONAUTIQUE MILITAIRE

MÉCANIQUES P minim.	Δ	C	Composition moyenne Mn	P maxim	S max.	Si	Ni	Cr	Van	Tu	Exemples d'applications
spéciaux au nickel-chrome											
12		< 0.12	< 0.50	0.040	0.040	0.09	2.50	0.60			Pièces soumises à des efforts et des chocs, engrenages de démultiplication
13		0.28 à 0.35	0.40	0.040	0.040	0.20 à 0.30	1.50 à 2.80	0.70			Pièces de fatigue, vilebrequins, bielles.
12		0.30 à 0.35	0.25	0.040	0.040	0.30	3 à 3.50	1 à 1.50			Pièces de fatigue, vilebrequins, bielles.
6		0.25 à 0.40	0.40 à 0.60	0.040	0.040	0.20 à 0.50	3.50 à 5	1.20 à 2			Bielles, engrenages, galets.
15		0.55 à 0.65	0.60	0.040	0.040	0.20 à 0.50	3.50 à 3.75	2 à 3			Pièces soumises à des températures élevées à l'ébullition, soupapes.
4		0.40	0.40	0.040	0.040		2.60	0.70			Engrenages spéciaux
spéciaux au silicium											
spéciales		0.45 0.45	0.50 ---	0.040 ---	0.040 ---	1.80 ---	--- ---	--- ---	--- ---	--- ---	Arbre travaillant à la torsion ou flexion, ressorts. Tuyaux de liquide de magnéto.
spéciaux au chrome											
		1	0.30	0.040	0.040	---	---	1.50	0.20 à 0.30	---	Roues de roulements à billes, galets de culbuteur
au tungstène et au chrome-tungstène											
spéciales		0.50 à 0.80	0.15	0.040	0.040	---	---	2.85	0.40	15	Aimants. Conserve la dureté à chaud, soupapes d'échapp. p. moteurs poussés
au nickel-chrome-tungstène											
4		0.20 à 0.30	0.30	0.040	0.40	0.30	4.50	0.30	---	2.40	Conserve la dureté à chaud, soupapes d'admiss. et d'échapp.

ACIERS. — COMPOSITIONS ET CARACTÉRISTIQUES

	Désignation de l'acier	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	T	V	A	Etat du métal	R	E	A %	Σ	ρ	Δ
A	Carbone extra-doux	0,10	0,10 0,30	0,40 0,50	0,035	0,035	—	—	—	—	—	Recuit à 900°	< 42	> 25	> 28	> 70	> 25	> 55
												Trempé à l'eau à 900°	< 55	> 40	> 22	> 65	> 20	> 45
B	Carbone mi-doux	0,20 0,25	0,10 0,30	0,40 0,60	0,035	0,035	—	—	—	—	—	Recuit à 850°	45 52	> 28	> 24	> 65	> 14	—
												Trempé à l'eau à 825° et revenu à 600°	65 75	> 50	> 16	> 60	> 12	—
C	Carbone mi-dur	0,28 0,34	0,10 0,30	0,40 0,60	0,035	0,035	—	—	—	—	—	Recuit à 800°	56 65	> 35	> 20	> 50	> 10	—
												Trempé à l'eau à 800° et revenu à 650°	72 85	> 65	> 15	> 55	> 10	—
F	Manganosilicieux	0,40 0,50	1,60 2,00	0,30 0,50	0,035	0,035	—	—	—	—	—	Recuit à 800°	< 80	> 60	> 14	> 50	> 6	—
												Trempé à l'huile à 800° et revenu à 600°	96 120	< 115	> 6	> 35	> 3	—
												Trempé à l'huile à 900° et revenu à 550°	100 115	> 85	> 10	> 40	> 5	—
X	Nickel 2 % extra-doux	0,10	0,10 0,20	0,40 0,60	0,035	0,035	2,00 2,25	—	—	—	—	Recuit à 900°	< 45	> 30	> 28	> 70	> 25	> 53
												Trempé à l'eau à 900°	50 65	> 45	> 14	> 60	> 15	—
												Trempé à l'eau à 900° et revenu à 600°	50 60	35	28	65	25	50
D	Nickel 5 à 6 % doux	0,15 0,20	—	0,40 0,60	—	—	5 à 6 %	—	—	—	—	Recuit à 850°	55	40	22	—	—	—
												Trempé à l'eau à 800° et revenu à 650°	60	48	20	—	—	—
M	Nickel 12 %	0,18 0,22	0,15 0,35	0,25 0,45	0,02	0,02	12 à 13 %	0,05 0,07	—	—	—	Recuit à 500°	95 110	> 85	> 13	> 55	> 10	—
O	Nickel 33 %	0,15 0,20	0,20 0,40	0,20 0,40	0,02	0,02	32 à 33 %	2 à 3 %	—	—	—	Trempé à l'eau à 900°	85 90	> 50	> 35	> 55	> 15	4,5 à 5,0
E	Chrome nickel à cémentation	0,15	—	0,50 0,80	—	—	2 à 3 %	0,2 à 0,5 %	—	—	—	Recuit à 850°	55	40	22	75	36	—
												Trempé à l'huile à 525° et revenu à 500°	95	80	18	65	25	—
												Trempé à l'huile à 525°	130	125	10	50	13	—

	Désignation de l'acier	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	T	V	A	Etat du métal	R	E	A %	Σ	ρ	Δ
H	Chrome nickel au dur	0,16 0,20	0,15 0,35	0,25 0,45	0,02	0,02	2,60 2,80	0,65 0,85				Recuit à 800°	< 65	> 45	> 20	> 50	> 10	> 45
												Trempé à 1100° à 825° et revenu à 625°	85 95	> 75	> 14	> 60	> 15	28 30
I	Chrome nickel dur	0,16 0,20	0,15 0,35	0,25 0,45	0,02	0,02	2,60 2,80	0,65 0,85				Recuit à 780°	< 80	> 60	> 12	> 45	> 6	42
												Trempé à l'huile à 780° et revenu à 250°	110 130	> 105	> 5	> 35	> 2	27 28
												Trempé à l'huile à 780° et revenu à 475°	130 140	> 115	> 8	> 45	> 7	30 31
K	Chrome nickel trempant à l'air	0,35 0,40	0,15 0,30	0,25 0,45	0,02	0,02	3,00 3,25	1,00 1,25				Recuit à 650° (parfois plusieurs heures)	85	> 60	> 17	> 45	> 8	62
												Trempé à l'air à 800-825°	100 130	> 85	> 6	> 40	> 4	28 29
P	Tungstène 7 %	0,35 0,45	0,10 0,40	0,20 0,40					1,25 1,50	0,5 à 0,8	0,34 0,90	Recuit à 800°	< 80	> 50	> 15	> 45	> 5	> 28
L	Roulements à billes	0,90 1,00	0,15 0,35	0,20 0,40	0,025	0,025			1,25 1,50									27 28

Les caractéristiques sont obtenues avec l'éprouvette 13,8 et 100.

La striction Σ par la formule $\frac{S - S'}{S} = 100$.

La résilience p au petit pendule Charpy, avec barreau Mesnager 60 × 10 × 10 entaille de 2 × 2 à rayon de 1 millimètre.

Δ diamètre de l'empreinte d'une bille de 10, sous 3.000 kilogrammes.

Le carbone est dosé par combustion sèche et absorption par de la chaux sodée contenue dans un tube taré.

Les compositions chimiques sont données à titre d'indication et correspondent approximativement aux principales marques d'acier.

DIFFÉRENTS ACIERS EN USAGE

Nous avons résumé ci-dessus les renseignements que nous ont donnés les diverses maisons sur leurs aciers. Nous avons, pour faciliter la recherche, laissé ceux-ci groupés par origine.

ACIERS DES ÉTABLISSEMENTS ARBEL

Les aciers fabriqués par la maison Arbel sont les suivants :

1° L'acier doux au nickel dit « Résilient » ;

2° L'acier doux au nickel demi-doux dit « Tenax » ;

3° L'acier au chrome-nickel dit « Métal P. A. » ;

4° L'acier mangano-siliceux.

Le tableau ci-contre permet de comparer les caractéristiques mécaniques des aciers spéciaux que l'on peut considérer comme type dans chaque groupement.

ACIERS « TENAX »

Les aciers Tenax sont particulièrement indiqués pour les organes devant présenter des qualités de résistance et de souplesse qui ne sont pas réalisées dans les aciers au carbone ordinaire.

QUALITÉS	Lim élast. E en kgs par m/m².	Charge max de rupt. R en kgs p. m/m²	Allongement 0/0	Résilience en kgms par m/m²	OBSERVATION
« Résilient »	30	40	28	35	Résultats donnés après recuit de forgeage sur barreaux de la traction de 13 m/m 8 de diamètre et 100 m/m entre repères et les barreaux entaillés Charpy
« Tenax »	40	50	22	25	
« Métal P. A. »	50	75	18	15	
« Mangano-siliceux »	50	80	15	10	

MARQUES	DÉSIGNATIONS	CHARGE Maximum R	LIMITE Élastique E	ALLONGEMENT % sur 100 m/m entre repères	OBSERVATIONS
		En kilogrammes par m/m à			
		« TENAX » N° 1			
T 1.	Après recuit de forgeage	50 à 65	30 à 42	25 à 20	0,250 à 0,500 de carbone et
	Après trempe et recuit	70 à 95	50 à 65	15 à 12	1,5 à 2,5 de nickel
		« TENAX » N° 2			
T. 2	Après recuit de forgeage	55 à 70	35 à 45	20 à 25	0,300 de carbone et
	Après trempe et recuit	80 à 100	60 à 80	15 à 8	3 à 5 % de nickel

DÉSIGNATIONS	A L'ÉTAT NATUREL			APRÈS TRAITEMENT THERMIQUE			
	Charge max. de rupture R	Limite élastiq. E	Allongem. % A	Charge max. de rupture R	Limite élastiq. E	Allongem % A.	Résilience ρ
« P. A » N° 1	50 à 55	35 à 40	25 à 20	70 à 85	60 à 75	15 à 10	25
« P. A » N° 1	65 à 70	40 à 45	20 à 16	80 à 90	70 à 80	13 à 10	20
« P. A » N° 3	80 à 90	45 à 50	16 à 13	95 à 120	80 à 100	10 à 7	15 à 10

ACIERS « P. A. »

Les aciers marque « P. A. » sont des aciers au chrome-nickel, ils se recommandent dans les cas où les pièces ont à résister à des percussions, à des chocs réitérés et violents, à des efforts locaux mal définis, mais pouvant être importants. C'est ainsi qu'ils conviennent pour les arbres de turbines, les pièces d'automobiles, les étampes et matrices, les engrenages, etc.

On peut les ranger en trois catégories caractérisées comme il est indiqué ci-contre.

ACIERS « MANGANO-SILICEUX »

Les aciers dits « MANGANO-SILICEUX » complètent la série des aciers spéciaux fabriqués par les établissements Arbel ; ils conviennent pour les pièces forgées soumises à de violentes déformations perpendiculaires à leur grand axe. Ces aciers sont caractérisés au point de vue de leurs applications par une limite élastique élevée, pouvant atteindre 100 à 120 kilogrammes sans que l'allongement à la traction soit inférieur à 5 0/0.

Moins chers que les aciers spéciaux précédemment énumérés, ils offrent cependant une valeur de $\frac{R^2}{E}$ (caractéristique de la qualité d'un acier à ressort) élevée. Ses caractéristiques sont les suivantes :

A l'état naturel :

$$R = 80 \text{ kgs},$$
$$E = 60 \text{ kgs};$$

après trempe à l'eau au rouge cerise et recuit au bois étincelant :

$$A = 15\ 0/0,$$
$$R = 125 \text{ à } 130 \text{ kgs},$$
$$E = 115 \text{ à } 125 \text{ kgs},$$
$$A \geqq 5\ 0/0,$$
$$\text{All. élastique} \geqq 1\ 0/0,$$
$$\rho \geqq 3 \text{ kgm}.$$

Leur emploi est indiqué dans le cas des pièces encastrées à une extrémité et soumises à des déformations élastiques alternatives, ou même simplement pour les pièces travaillant en porte-à-faux.

ACIERS AUBERT ET DUVAL

Nomenclature des aciers. — Acier 819. — Acier N. C. 36. — Acier 897 D. — Acier C. V. S. — Acier spécial pour roulements à billes. — Acier spécial N. — Acier J. C. 2. — Acier A. D. 3. — Acier N. C. A. V.

Acier 819 trempant à l'air. — A l'état recuit, l'acier 819 peut s'usiner avec une grande facilité.

La trempe de cet acier est particulièrement simple et ne présente aucun risque de déformation, ce qui le rend recommandable pour la fabrication d'engrenages.

Cet acier peut également s'employer après trempe et revenu.

CARACTÉRISTIQUES :

Recuit à 700°	Résistance	75 kilos.
	Limite élastique	48 —
	Allongement	18 0/0
	Striction	60 —
	Résilience	14 kgm.
Trempé à l'air à 850°.	Résistance	190 kilos.
	Limite élastique	180 —
	Allongement	8 0/0.
	Striction	35 —
	Résilience	8 kgm.

Acier N. C 36 nickel-chrome dur. — Ce métal convient pour la fabrication de pièces nécessitant une grande résistance à l'usure ; en particulier, le traitement n° 2 convient pour la fabrication d'engrenages.

CARACTÉRISTIQUES :

1) Recuit à 700°.	Résistance	75 kilos.
	Limite élastique	45 —
	Allongement	17 0/0.
	Striction	55 —
	Résilience	13 kgm.
2) Trempé à l'huile à 780/800°. Revenu à 250°.	Résistance	180 kilos.
	Limite élastique	165 —
	Allongement	7 0/0.
	Striction	30 —
	Résilience	6 kgm.
3) Trempé à l'huile à 780/800°. Revenu à 500°.	Résistanee	120 kilos
	Limite élastique	110 —
	Allongement	9 0/0.
	Striction	40 —
	Résilience	9 kgm.
4) Trempé à l'huile à 780/800°. Revenu à 625°.	Résistance	100 kllos.
	Limite élastique	90 —
	Allongement	14 0/0.
	Striction	65 —
	Résilience	14 kgm.

Acier 897 D nickel-chrome demi-dur. — Cet acier, légèrement moins dur que le précédent, se recommande spécialement pour arbres, vilebrequins, et d'une façon générale pour tous les usages nécessitant une résistance élevée avec le minimum de fragilité.

CARACTÉRISTIQUES :

1) Recuit à 725°	Résistance	70 kilos.
	Limite élastique	45 —
	Allongement	24 0/0.
	Striction	60 —
	Résilience	25 kgm.
2) Trempé à l'huile à 800°. Revenu à 250°.	Résistance	165 kilos.
	Limite élastique	160 —
	Allongement	8 0/0.
	Striction	35 —
	Résilience	8 kgm.
3) Trempé à l'huile à 825°. Revenu à 500°.	Résistance	110 kilos.
	Limite élastique	100 —
	Allongement	11 0/0.
	Striction	45 —
	Résilience	10 kgm.
4) Trempé à l'huile à 825°. Revenu à 600°.	Résistance	90 kilos.
	Limite élastique	85 —
	Allongement	16 0/0.
	Striction	60 —
	Résilience	16 kgm.

Le traitement n° 2 convient pour engrenages.

Les traitements n°s 3 et 4 conviennent pour vilebrequins et arbres.

Acier C. N. S. — Cet acier a été étudié spécialement pour vilebrequins et arbres, mais il peut cependant être utilisé avec succès pour la fabrication de certains engrenages.

CARACTÉRISTIQUES :

1) Recuit à 750°.	Résistance	75 kilos.
	Limite élastique	48 —
	Allongement	20 0/0.
	Striction	50 —
	Résilience	12 kgm.
2) Trempé à l'huile à 800/850°. Revenu à 375°.	Résistance	150 kilos.
	Limite élastique	140 —
	Allongement	6 0/0.
	Striction	35 —
	Résilience	6 kgm.

3) Trempé à l'huile à 800/850°. Revenu à 675°.	Résistance	90 kilos.
	Limite élastique	80 —
	Allongement	14 0/0.
	Striction	55 —
	Résilience	12 kgm.

Le traitement n° 2 convient pour engrenages.

Le traitement n° 3 convient pour vilebrequins et arbres.

Acier spécial pour roulements à billes. — L'acier est livré sous forme de barres ou pièces forgées.

Acier spécial N de cémentation. — Cet acier est caractérisé par sa grande régularité et son absence de déformation pendant le traitement thermique.

Après cémentation, la surface extérieure est très dure et la structure intérieure reste fibreuse.

CARACTÉRISTIQUES SOUS LA COUCHE CÉMENTÉE :
APRÈS TREMPE A L'EAU.

Résistance	50 kilos.
Limite élastique	32 —
Allongement	30 0/0.
Striction	65 —
Résilience	22 kgm.

Acier J. C. 2. — Ce type d'acier est caractérisé par une très grande dureté de la couche extérieure après cémentation et trempe.

CARACTÉRISTIQUES SOUS LA COUCHE CÉMENTÉE,
APRÈS TREMPE A L'EAU :

Résistance	65 kilos.
Limite élastique	45 —
Allongement	18 0/0.
Striction	65 —
Résilience	22 kgm.

Acier A. D. 3. — Cet acier se cémente à la façon habituelle.

CARACTÉRISTIQUES :

Recuit à 700°.	Résistance	55 kilos.
	Limite élastique	40 —
	Allongement	26 0/0.
	Striction	70 —
	Résilience	30 kgm.

Trempé à l'huile à 825°. (caractéristiques sous la couche cementée).	Résistance	100 kilos.
	Limite élastique	90 —
	Allongement	14 0/0.
	Striction	55 —
	Résilience	16 kgm.

Ce métal s'emploie fréquemment sans cémentation pour la fabrication de pièces devant présenter une limite élastique élevée, sans fragilité, en particulier, pour la fabrication d'essieux, fusées, leviers de direction, arbres, etc.

Les caractéristiques dans ce cas sont les suivantes :

Trempé à l'huile à 825°. Revenu à 500°.	Résistance	85 kilos.
	Limite élastique	75 —
	Allongement	20 0/0.
	Striction	65 —
	Résilience	20 kgm.
Trempé à l'huile à 825°. Revenu à 575°.	Résistance	70 kilos.
	Limite élastique	60 —
	Allongement	25 0/0.
	Striction	70 —
	Résilience	28 kgm.

Acier N. C. A. V. — Ce métal présente une certaine analogie avec l'acier A. D. 3, il convient en particulier pour la fabrication de pièces nécessitant une grande résistance sous la couche cémentée spécialement pour certains engrenages, boîtes de vitesse, etc...

Le traitement thermique est analogue à celui de l'acier A. D. 3.

CARACTÉRISTIQUES :

Recuit à 700°.	Résistance	60 kilos.
	Limite élastique	45 —
	Allongement	24 0/0.
	Striction	70 —
	Résilience	25 kgm.
Trempé à l'huile à 825° (caractéristiques sous la couche cémentée).	Résistance	125 kilos.
	Limite élastique	115 —
	Allongement	10 0/0.
	Striction	45 —
	Résilience	10 kgm.

Comme l'acier A. D. 3, ce métal s'emploie fréquemment sans cémentation pour la fabrication de pièces devant présenter une limite élastique élevée sans fragilité (essieux, fusées, pièces de direction, arbres, etc...).

Les caractéristiques sont alors les suivantes :

Trempé à l'huile à 825° Revenu à 500°.	Résistance	95 kilos.
	Limite élastique	90 —
	Allongement	16 0/0.
	Striction	60 —
	Résilience	17 kgm.
Trempé à l'huile à 825°. Revenu à 575°.	Résistance	85 kilos.
	Limite élastique	80 —
	Allongement	22 0/0.
	Striction	65 —
	Résilience	22 kgm.

Utilisation des aciers spéciaux

Engrenages	non cémentés	819. — N. C. 36. 897 D.
	cémentés	A. D. 3. — N. C. A. V.
Vilebrequins		897 D. — C. N. S.
Soupapes		819. — 897. D. X. 13.
Bielles		897 D. — N. C. A. V. A. D. 3. — C. N. S.
Arbres non cémentés		897 D. — N. C. A V. A. D. 3 — C. N. S.
Arbres cémentés (arbres à cames, axes, etc.).		A. D. 3. — J. C. 2. N.
Axes d'articulation divers	cémentés	A. D. 3. — J. C. 2 N.
	non cémentés	819. — 897 D. C. N. S.
Essieux, fusées, pièces de direction très chargées		A. D. 3.
Boulons de sécurité		897 D. — N. C. A. V. A. D. 3. — C. N. S.
Roulements à billes, cuvettes, butées.	cémentés	N. C. A. V. — A. D. 3. J. C. 2.
	non cémentés	Spécial pour roulements à billes.

ACIERS NITRURÉS

Généralités. — A la suite de nombreux essais conduits principalement par la maison Krupp en Allemagne et par la maison Aubert et Duval en France, il a été reconnu qu'il était possible, en soumettant des aciers d'une composition particulière à l'action d'une atmosphère

d'azote à une température d'environ 500° centigrades, de provoquer à la surface des aciers en question une couche superficielle extrêmement dure, bien plus dure que la couche obtenue, après trempe, par une cémentation ordinaire quelle que dure qu'elle soit.

Les aciers spéciaux qui admettent la nitruration sont des aciers à diverses teneurs en carbone, à 1,50 0/0 de chrome et 1 0/0 d'aluminium ; la nitruration ne provoque, étant donné qu'elle se fait surtout à température relativement basse, aucune altération des qualités mécaniques et géométriques des pièces traitées.

La nitruration, sortie maintenant de la période d'essais de laboratoire, peut être utilisée pratiquement dans de nombreux cas où l'on a besoin de surfaces extrêmement résistantes à l'usure.

Axes de pistons, axes de ressort, de pompes à eau, etc. — Il est très facile d'employer l'acier nitruré dans leur fabrication ; il est à remarquer que l'acier nitruré, surtout s'il n'a pas été touché par la rectification après nitruration, est très résistant à l'oxydation, ne rouille pas et se recommande particulièrement pour l'exécution des arbres de pompe à eau ; dans ce cas il est inutile de prévoir le graissage de l'axe.

Vilebrequin. — Les vilebrequins en acier nitruré donnent d'excellents résultats. Il est possible par exemple de supprimer le régule des bielles dans le cas de bielles en duralumin, on peut les laisser tourillonner directement sur l'acier nitruré, même en diminuant d'une façon importante la largeur des portées ; on recommande un jeu de 4 à $\frac{1}{100}$ de millimètre pour un vilebrequin ordinaire. Les coussinets de la ligne d'arbres peuvent être en bronze ordinaire dans le cas d'un carter en fonte, et en duralumin dans le cas d'un carter en aluminium.

Cylindres. — Les cylindres en acier nitruré ont donné d'excellents résultats, par exemple dans le cas de moteur d'aviation. Après cent heures de fonctionnement, l'usure était de $\frac{3}{10}$ de millimètre dans le cas d'un cylindre en acier ordinaire, l'usure était nulle dans le cas d'un acier nitruré.

Pièces diverses. — On peut très facilement faire des couronnes de différentiel en acier nitruré ; on évite ainsi les déformations de trempe ; dans ce cas, il est recommandé de faire le pignon d'attaque en acier cémenté et trempé.

En effet le frottement d'acier nitruré sur acier nitruré n'est pas toujours à recommander, il se produit des écaillages des pièces en contact ; les chocs sont également à éviter, par exemple dans le cas de baladeurs de changement de vitesse.

On a nitruré avec succès des plateaux de friction d'embrayages à disques.

Règles à suivre pour la nitruration.

1° Au moment des opérations de forgeage ou plus généralement des opérations de traitement à chaud, il arrive fréquemment que l'alliage constituant l'acier à nitrurer se trouve profondément modifié. Il est recommandé d'enlever à l'outil la partie de l'acier qui a subi cette transformation de façon à retrouver la couche de métal sain; si cette précaution n'était pas prise, il se produirait un écaillage de la partie nitrée ;

2° Les pièces à nitrurer doivent être mises dans le four sans aucune tension intense, de façon à éviter toutes les déformations qui se produiraient ensuite par suite de la disparition de ces tensions. On obtient facilement ce résultat par un recuit de la pièce à nitrurer de trois heures environ à 500°-550°. Ce recuit peut naturellement être réalisé dans le four à nitrurer;

3° La nitruration ne provoque pas des déformations irrégulières des pièces traitées, on observe simplement un accroissement régulier de volume par suite de la formation de l'azoture dans le métal. Cet accroissement de volume suit d'ailleurs des lois régulières dont il est possible de tenir compte. Des pièces comme des axes, fusées subissent une augmentation de dimension qui peut aller jusqu'à $\frac{3}{100}$ de millimètre pour chaque surface nitrurée.

Lorsqu'il s'agit de pièces à parois minces et contournées, les dimensions doivent être tenues légèrement au-dessous de la cote de finition, mais, dans la plupart des cas, quand les parois dépassent 10 millimètres, on peut facilement négliger ces déformations.

Le tableau suivant donne quelques caractéristiques du traitement des aciers nitrurés.

Déformation d'anneaux par suite de la nitruration.

(Mesures faites sur des anneaux de 2mm,5 et 5 millimètres d'épaisseur, de 10 millimètres de hauteur et de diamètre intérieur de 20 à 70 millimètres).

A) *Anneaux de 2mm,5 d'épaisseur :*

a) Forte nitruration (environ trois jours et demi) :

Augmentation du diamètre extérieur..	0,4-0,5 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur..	0,2-0,3 0/0	— intérieur
— d'épaisseur.....	0m,015	par surface nitrurée

b) Moyenne nitruration (environ deux jours) :

Augmentation du diamètre extérieur.....	0,25 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur.....	0,10 0/0	—
— d'épaisseur.....	0m,008	par surface nitrurée

c) Faible nitruration (environ un jour) :

Augmentation du diamètre extérieur.....	0,15 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur.....	0,10 0/0	—
— d'épaisseur.....	0m,005	par surface nitrurée

B) *Anneaux de 5 millimètres d'épaisseur :*

a) Forte nitruration (environ trois jours et demi) :

Augmentation du diamètre extérieur.....	0,30 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur.....	0,15 0/0	—
— d'épaisseur.....	0m,015	par surface nitrurée

b) Moyenne nitruration (environ deux jours) :

Augmentation du diamètre extérieur.....	0,15 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur.....	0,09 0/0	—
— d'épaisseur.....	0m,008	par surface nitrurée

c) Faible nitruration (environ un jour) :

Augmentation du diamètre extérieur.....	0,10 0/0	du diamètre moyen
— — intérieur.....	0,04 0/0	—
— d'épaisseur.....	0m,005	par surface nitrurée

On peut atteindre des pressions, avec les essieux nitrurés, jusqu'à 7.000 kilogrammes par centimètre carré. Dans le cas où les pressions sont plus élevées, il y a intérêt à conserver la cémentation par suite de la résistance plus grande de la couche cémentée et malgré sa dureté superficielle plus petite que celle de la surface nitrurée.

Il est à recommander d'éviter les angles vifs dans les pièces à nitrurer malgré que, si on ne dépasse pas de très fortes pressions locales, l'écaillage ne soit pas à craindre. La figure 167 donne le graphique comparé des duretés entre l'acier de nitruration et l'acier de cémentation.

Il peut être quelquefois nécessaire d'empêcher la nitruration, de recouvrir certaines zones ; par exemple dans le cas où, après la nitruration, ces zones doivent être travaillées, ou bien d'empêcher les légers changements de forme qui intéressent après nitruration, ou bien de conserver une longueur rigoureuse à des objets assez longs.

On peut dans ce cas préserver des zones de la nitruration simplement en les étamant. Dans le cas, ce qui est dans la majeure partie

des cas superflu, où il est nécessaire de ne pas laisser apparaître ces

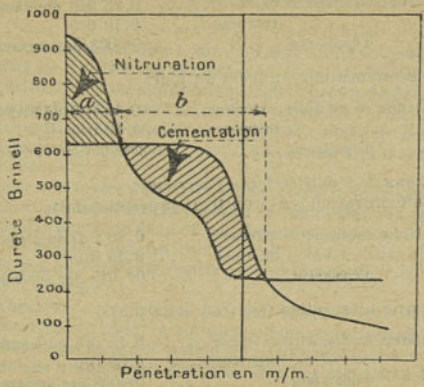


Fig. 167.

parties étamées, il suffit de prévoir une épaisseur suffisante qui sera ensuite travaillée.

Conseils pour la nitruration de quelques pièces telles que roues d'engrenage et vilebrequins.

Roues d'engrenages. — On choisit tout d'abord parmi les aciers de nitruration celui dont les caractéristiques mécaniques sont convenables. On forge ensuite le galet avec des cotes de 3 à 6 millimètres plus grandes que les cotes définitives ; 3 millimètres est la plus faible dimension à respecter. Les pièces sont ensuite trempées et revenues. On peut ensuite ébaucher les galets, à 0mm,5 à 1 millimètre de la cote définitive ; on peut même dans le cas où une grande précision est exigée ébaucher la denture. La pièce est ensuite recuite trois heures à 500-550°. On termine ennsuite la pièce en évitant soigneusement les angles vifs. Ensuite on nitrure; le montage peut avoir lieu immédiatement; dans le cas où on exige une très grande précision, on peut faire une légère passe de rectification.

Vilebrequin. — On procède comme précédemment pour le choix

du métal, le forgeage et le traitement thermique, après avoir pris soin, après redressage à la presse du vilebrequin, de supprimer les tensions intenses par un recuit de plusieurs heures à 500 et 550°.

Après la nitruration, on peut avoir besoin de redresser légèrement l'arbre, ce qui doit avoir lieu à environ 300°. Mais dans la plupart des cas cette opération est inutile, car les forces qui sont nécessaires pour ramener le vilebrequin, par une déformation élastique, à sa forme avant nitruration, sont bien plus faibles que les forces qui, d'une façon normale, lui sont soumises par suite de son fonctionnement normal dans le moteur.

ACIÉRIES RÉUNIES DE BURBACH-EICH-DUDELANGE — S.A. LUXEMBOURG. ACIÉRIES ÉLECTRIQUES DE DOMMELDANGE

Aciers électriques au carbone.

Ces aciers, fabriqués à trois degrés de carburation différents, s'emploient pour toutes les pièces de construction dans lesquelles aucune considération de poids n'empêche d'adopter des dimensions suffisamment fortes pour satisfaire, avec un métal d'un prix modique, aux conditions de sécurité imposées. On les emploiera par conséquent pour tous les organes animés d'une vitesse modérée et non exposés aux vibrations rapides.

Marque DE2, acier électrique à 0,2 0/0 de carbone; acier de cémentation.
— DE3, acier électrique à 0,3 0/0 de carbone; mi-doux.
— DE4, acier électrique à 0,4 0/0 de carbone; mi-dur.

Aciers électriques au nickel.

Ces aciers s'emploient pour tous les organes exposés aux fortes vibrations et devant présenter de ce fait une très grande ténacité.

Marque DN2, acier électrique à 2 0/0 de nickel; acier doux de cémentation.
— DN3, acier électrique à 3 0/0 de nickel ; acier mi-doux.

Aciers électriques au nickel-chrome.

Ces aciers de toute première qualité s'emploient pour les organes devant présenter à la fois une grande dureté et une grande ténacité, afin de satisfaire d'une façon absolue, avec un minimum de poids, à toutes les conditions de sécurité.

Marque DCN3, acier électrique au nickel-chrome à 3,5 0/0 de nickel.
— DCN4, acier de cémentation à 4 0/0 de nickel.
— DCN5, acier de cémentation à 5 0/0 de nickel ; trempant à l'air.
— DCN6, acier au nickel-chrome à 6 0/0 de nickel ; nuance dure, trempant à l'air.

DE2. — Acier électrique au carbone pour cémentation.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement 0/0 200 mm.	Striction 0/0	Résilience Charpy kgm/cm²
Acier brut de forgeage...	27	42	28	64	27
Trempé à l'eau à 900° C.	55	74	18	77	28
Trempé à l'eau à 900° C. revenu à 650° C.....	34	46	23	78	> 37 éprouvette non brisée

Emplois. — Voiturettes : corps d'essieux, arbres coudés, leviers de direction, fourchettes. Camions : corps d'essieux, fusées d'essieux, maillons de chaîne Galle.

DE3. — Acier électrique an carbone, mi-doux.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement 0/0 200 mm.	Striction 0/0	Résilience Charpy kgm/cm²
Acier brut de forgeage...	32	54	21	61	15
Trempé à l'eau à 860° C., revenu à 500°.....	72	80	12	71	23
Trempé à l'eau à 860° C., revenu à 700°.....	43	59	20	75	> 37 éprouvette non brisée

Cet acier est caractérisé par la combinaison favorable d'une limite élastique et d'une résilience élevées.

Emplois. — Cet acier se recommande pour les organes tenaces qui ne seront pas cémentés : Corps d'essieux pour voitures légères, bielles, moyeux, boulons et écrous.

DE4. — Acier électrique au carbone mi-dur.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement % 200 mm.	Striction %	Résilience Charpy kgm/cm²
Acier brut de forgeage...	34	64	19	43	6-10
Trempé à 840° à l'eau, revenu à 500° C	92	105	11,5	57	14
Trempé à 840° à l'eau, revenu à 650° C	59	73	17,0	65	20

L'homogénéité de l'acier garantit une sécurité suffisante malgré sa résistance élevée.

Emplois. — Vilebrequins pour camions automobiles, boîtes de différentiel, arbres à cames, coquilles, leviers pour freins, pignons.

DN2. — Acier à teneur élevée en nickel pour cémentation.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement % 200 mm.	Striction %	Résilience Charpy kgm/cm²
Brut de forgeage.....	35	50	23	65	31
Trempé à 900° à l'eau ...	105	115	7	53	27
Trempé à 900° à l'eau, revenu à 600°.....	45	60	22	74	> 37 éprouvette non brisée
Noyau trempé d'une pièce cémentée.....	52	87	12-14	46	28

Acier pour cémentation d'une indifférence marquée présentant une grande résistance à la fatigue.

Emplois. — Acier spécial pour corps d'essieux et pour vilebrequins de voitures légères, arbres du train baladeur, leviers de commande du frein et de la direction ; engrenages de forme simple, pédales.

DN3. — Acier à 3 0/0 de nickel.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement 0/0 200 mm.	Striction 0/0	Résilience Charpy kgm/cm²
Brut de forgeage.....	42	61	20	50	8
Trempé à l'eau à 820° C., revenu à 400° C.....	92	97	15	65	20
Trempé à l'eau à 820° C., revenu à 600° C.....	60	70	19	73	> 37 éprouvette non brisée

Acier très dur et très tenace présentant une grande sécurité contre les chocs et les vibrations.

Emplois. — L'acier se prête à la fabrication d'organes ayant à subir de grands efforts : arbres de turbines, frettes, clavettes, tiges de piston, manivelles de pompe.

DCN3. — Acier au nickel-chrome, tenace et dur.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement 0/0 200 mm.	Striction 0/0	Résilience Charpy kgm/cm²
Acier brut de forgeage ..	58	79	14	48	15
Trempé à l'huile à 800° C., revenu à 500°..... ..	98	107	10	57	18
Trempé à l'huile à 800° C., revenu à 600°.....	83	93	14	60	25

Acier de construction d'une grande sécurité et d'un emploi général.

Emplois. — Vilebrequins, engrenages, arbres baladeurs, arbres de cardans.

DCN4. — Acier supérieur au nickel-chrome, pour cémentation.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement % 200 mm.	Striction %	Résilience Charpy kgm/cm²
Brut de forgeage.....	62	82	10	61	21
Trempé à l'huile à 790° C., revenu à 400°.....	105	115	8	69	25
Trempé à l'huile à 790° C., revenu à 600°.....	65	80	13	74	> 37 éprouvette non brisée
Noyau trempé d'une pièce cémentée.....	120	136	6-8	57	20

Acier pour cémentation avec noyau extrêmement tenace.

Emplois. — Corps d'essieux et fusées d'essieux pour voitures lourdes et à grande vitesse. Arbres de pont arrière, arbres de cardan, coquilles, fourreaux de différentiel, chevilles et clavettes.

DCN 5. — Acier au nickel-chrome mi-dur acier pour cémentation, trempant à l'air.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement % 200 mm.	Striction %	Résilience kg/m Charpy
Adouci à 620° pour l'usinage.....	70	89	14	62	12
Refroidi à l'air à 780° C..	122	134	9	35	18
Trempé à l'huile à 780° C.	147	155	8	33	17

Cette nuance réalise les valeurs les plus favorables de limite élastique et de résilience. Elle se recommande pour des organes exigeant une sécurité absolue.

Emplois. — Arbres coudés pour dirigeables, engrenages très chargés, corps d'essieux de pont arrière, arbres de cardan pour véhicules rapides de grande puissance.

DCN6. — Acier au nickel-chrome, nuance dure trempant à l'air.

ÉTAT	Limite élastique kg/mm²	Résistance kg/mm²	Allongement % 200 mm.	Striction %	Résilience Charpy kgm/cm²
Adouci à 600° pour l'usinage	75	90	12	55	14
Recuit à 750° C. refroidi à raison de 50° par heure	116	152	10	29	11
Refroidi à l'air à 750° C.	171	179	8	20	14
Trempé à l'huile à 750° C.	172	182	5	12	6

Cette nuance combine une grande sécurité avec la résistance plus efficace contre l'usure.

Emplois. — Trempé à l'air, ce métal présente une très grande résistance à l'usure et se prête par conséquent à la fabrication d'engrenages et de tous les organes très chargés et de grande vitesse.

ACIERS DE CHATILLON-COMMENTRY

Acier de cémentation à 6 0/0 de nickel « S P n° 3 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Réchauffage à 925°, refroidissement à l'air	40 k.	55 k.	25 %	63 %			165
Trempe à l'eau à 850°, sans revenu	70 »	80 »	14	66	17 kgm	12 kgm	240
Trempe à l'eau à 850°, revenu à 625°	55 »	65 »	19	68	30	20	195

Propriétés et emplois. — L'acier « SP n° 3 » à haute teneur en nickel présente le *maximum de sécurité* que l'on puisse obtenir avec les pièces cémentées.

Il se classe parmi les aciers les plus résistants à l'essai aux chocs répétés.

Cet acier peut donc, lui aussi, être utilisé :

Soit pour la fabrication de pièces cémentées de grande fatigue ;

Soit pour la fabrication de pièces *non cémentées*, devant travailler dans des conditions particulièrement sévères, telles que :

Essieux et fusées pour poids lourds, tubes de ponts-arrière, etc.

Acier doux de cémentation au chrome-nickel « CR-NI. CD ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent	36 k.	48 k.	30 %	72 %			144
Trempe à l'eau à 850°, sans revenu	75	86	14	53	14 kgm	10 kgm	258
Trempe à l'huile à 850°, sans revenu	66	77	19	56	19	14	231

Propriétés et emplois. — L'acier « CR-NI. CD » *donne de bons résultats à l'essai aux chocs répétés.* Après trempe à l'huile à 850° sans revenu, le nombre de coups nécessaires pour provoquer la rupture des barreaux est d'environ 13.500.

Cet acier convient pour la fabrication des pièces devant présenter à la fois une surface dure pour résister à l'usure et une âme possédant les qualités des aciers au chrome-nickel : haute limite élastique alliée à une résilience élevée.

Il est utilisé en particulier pour la confection *d'axes de piston et d'engrenages.*

Acier mi-doux de cémentation au chrome-nickel « CR-NI. CMD ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent	40 k.	58 k.	24 %	65 %			174
Trempe à l'eau à 850°, sans revenu	105	135	9	38	9 kgm	6 kgm	405
Trempe à l'huile à 850°, sans revenu	90	115	11	40	10	7	345

Propriétés et emplois. — L'acier « CR-NI. CMD » *donne également de bons résultats à l'essai aux chocs répétés.* Après trempe à l'huile à 850° sans revenu, le nombre de coups nécessaires pour provoquer la rupture des barreaux est d'environ 12.500.

L'âme des pièces présente après traitement une résistance encore plus élevée que celle donnée par le « CR-NI. CD ».

Acier mi-dur au chrome-nickel « CR-NI n° 2 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent	40 k.	62 k.	23 %	63 %			186
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 500°.	90	100	10	57	14 kgm	11 kgm	300
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°.	69	80	15	65	25	19	240
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	60	75	18	69	30	22	225

Propriétés et emplois. — L'acier « CR-NI n° 2 » donne de très bons résultats à l'essai aux chocs répétés.

Il peut être en particulier employé pour la confection de *soupapes et de matrices d'estampage.*

Acier au chrome-nickel « V L B ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent. . .	43 k.	80 k.	14 %	47 %			240
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 500°.	100	120	8	43	6 kgm	4 kgm	360
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°.	90	105	11	53	12	8	315
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	75	90	16	61	18	11	270

Propriétés et emplois. — L'acier « V L B » a été étudié spécialement en vue de la fabrication des *vilebrequins de moteurs d'aviation*, plus généralement, il peut être utilisé pour les emplois nécessitant un métal à limite élastique et résilience élevées.

Acier dur au chrome-nickel « CR-NI n° 1 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ	ρ_1	Δ
Recuit à 850°, refroidissement très lent.	52 k	91 k.	13 %	52 %			270
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°.	102	111	11	51	11 kgm	4 kgm	333
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	86	98	16	56	17	10	294

Propriétés et emplois. — L'acier « CR-NI n° 1 » est caractérisé par sa *très grande dureté* jointe à une *résilience* encore *élevée.*

Il donne lui aussi des résultats particulièrement bons à l'essai aux chocs répétés.

Acier à 6 0/0 de nickel et 2 0/0 de chrome « SP n° 1 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
État *A* Recuit à 625° (maximum) pour usinage facile. . . .	70 k	80 k.	15 %	65 %			240
État *B* Trempe à l'air à 850°, sans revenu	110	125	10	50	12 kgm	8 kgm	375
État *C* Trempe à l'eau à 850°, sans revenu	125	140	8	49	9	7	420
Trempe à l'eau à 850°, revenu à 625°	77	86	15	63	18	14	258

Propriétés et emplois. — L'acier « SP n° 1 » présente toujours, quel que soit le traitement subi, une texture nerveuse, indice de non-fragilité. Sa limite élastique est également très élevée.

Il se comporte de façon remarquable à l'essai aux chocs répétés.

Il est recommandé pour la fabrication de pièces de grande fatigue ou soumises à des chocs violents et répétés (bouterolles pneumatiques).

Acier au chrome-nickel extra-dur « CR-NI n° 0 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement très lent.	58 k.	100 k.	13 %	32 %			300
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 500°.	120	150	6	22	3 kgm	3 kgm	450
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°.	100	125	12	37	5	4	375
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	88	110	14	43	9	6	330

Propriétés et emplois. — L'acier « CR-NI n° 0 » permet d'obtenir des pièces d'une très grande dureté et présentant en même temps la non-fragilité des aciers au chrome-nickel.

Il donne d'excellents résultats à l'essai aux chocs répétés.

Il est recommandé pour la fabrication des *pointes de dérocheuses, trépans, âmes de conteneurs, etc...*

Acier au chrome-nickel trempant à l'air « K DUR ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mecaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Etat de livraison (traite pour usinage facile)	42 k.	74 k.	22 %	65 %			222
Trempe à l'air à 850°, revenu à 200°.	175	190	8	29	6 kgm	5 kgm	510

Propriétés et emplois. — L'acier « K DUR » permet d'obtenir, *par simple trempe à l'air, des pièces dont la dureté est comparable à celle des pièces cémentées.* En outre, le métal présente dans toute sa masse une résistance considérable.

Cet acier se comporte d'une façon remarquable à l'essai aux chocs répétés. Après trempe à l'air à 850° et revenu à 200°, le nombre de coups nécessaires pour provoquer la rupture des barreaux est d'environ 22.500.

Il convient particulièrement pour la fabrication des *engrenages de grande fatigue.*

Acier au nickel-chrome pour engrenages « SE ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes							
	E	R	A	Σ	ρ_1	Δ_1	ρ_2	Δ_2
Recuit à 850°, refroidissement lent	36 k.	65 k.	21 %	51 %				
Trempe à l'huile à 850°, sans revenu					6 kgm	370	3 kgm	480

Propriétés et traitement. — L'acier « SE » s'usine très facilement à l'état recuit.

Le traitement des engrenages complètement finis est particulièrement simple et consiste dans une trempe à l'huile à 850° sans revenu.

Acier demi-dur au nickel « NI-RT ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent . .	35 k.	60 k.	22 %	51 %			180
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 500°.	70	85	13	52	10 kgm	8 kgm	255
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°.	60	75	18	61	16	15	225
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	51	69	20	69	18	17	207

Propriétés et emplois. — L'acier « NI-RT » a été étudié spécialement en vue de la fabrication de grosses pièces de forge devant présenter en service des garanties particulières, notamment les *roues de turbines* et *les arbres de machines tournant à grande vitesse, rotors*, etc...

Acier à 20-25 0/0 de nickel « HT-NI ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Trempe à l'eau à 1.100° (état de livraison)	32 k.	72 k.	60%	77%	60 kgm	Barreau non cassé > 37 kgm	216

Propriétés et emplois. — L'acier « HT-NI » est caractérisé par l'*allongement considérable* qu'il présente à l'essai de traction et par sa *grande résilience*.

Il est de plus pratiquement amagnétique, et possède des propriétés d'inoxydabilité qui, dans certains cas, peuvent être intéressantes (*soupapes de moteurs*). Il convient particulièrement à la fabrication des caissons d'artillerie, des parois de coffres-forts, etc...

L'acier HT-NI s'usine plus difficilement que les aciers ordinaires : il est donc nécessaire de le travailler par petites passes et à faible vitesse. (L'acier à outils « TSM2 » convient particulièrement pour cet usage.)

Acier mangano-siliceux « MN-SI ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caracteristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Recuit à 850°, refroidissement lent . .	48 k.	81 k.	15 %	28 %			243
Trempe à l'eau à 850°, revenu à 450° .	173	180	7	36	4 kgm	3 kgm	540
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	67	93	17	40	7	5	279

Propriétés et emplois. — L'acier « MN-SI » est principalement employé dans la fabrication des *ressorts* en raison de la *très haute limite élastique* qu'il présente après trempe à l'eau ou à l'huile suivie d'un revenu.

Il peut être également utilisé pour la fabrication d'*engrenages, arbres et vilebrequins d'automobiles.*

Acier au chrome pour roulement à billes « RB ».

Propriétés et emplois. — Cet acier a la propriété d'acquérir par la trempe une *dureté considérable à la rayure* et *au matage.*

Acier au tungstène pour aimants permanents « MA-TG ».

Caractéristiques magnétiques. — Déterminées sur éprouvette-type du Laboratoire Central d'Électricité de Paris :

Longueur 200 millimètres, diamètre 10 millimètres.

Après trempe et aimantation à saturation :

Aimantation rémanente..... > 5.500 C. G. S.
Champ coercitif ..... > 60 —

Propriétés et emplois. — L'acier « MA-TG » est préparé spécialement pour la fabrication d'aimants permanents pour magnétos, appareils de mesures électriques, téléphones, etc... Il se recommande par *une aimantation facile, un champ coercitif et un magnétisme rémanent élevés, une grande permanence d'aimantation*, permettant aux aimants de résister aux chocs et aux influences démagnétisantes.

Aciers soudables et trempants « CCN n° 3 et n° 5 ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes			
	E	R	A	Σ
CCN n° 3, revenu à 650°.	45 k.	85 k.	14 %	30 %
CCN n° 5, revenu à 650°.	39	70	16	40

Aciers " Soldat " pour pièces courantes.

Traitement. — Ces aciers « soldat » se classent parmi les aciers au carbone donnant les meilleurs résultats quand les pièces doivent subir un traitement thermique destiné à porter au maximum les qualités du métal.

Ils se traitent comme les aciers Martin courants de nuance similaire, sans précaution spéciale.

Acier extra-doux au carbone « MT n° 9 ».

E	R	A	Δ
29 kgs	42 kgs	30 %	126

Propriétés et emplois. — Elle est recommandée pour tous les emplois nécessitant un métal d'une grande pureté et de nuance extra-douce.

L'acier « MT n° 9 » peut convenir à la fabrication de pièces cémentées courantes.

Aciers au carbone deuxième qualité « Montluçon ».

L'acier « Montluçon » est également fabriqué en sept nuances de dureté dont les caractéristiques sont les suivantes :

NUANCES	E	R	A	Δ
Nos 8 Extra-doux.	27 à 31 kgs	< 45 kgs	> 30%	< 135
7 Doux	32 36	45 à 53	30 à 26	135 à 159
6 Mi-doux.	37 41	54 65	26 20	162 195
5 Mi-dur tenace	42 46	66 75	20 17	198 225
4 Mi-dur	47 50	76 83	17 15	228 249
3 Dur.	51 55	84 95	15 11	252 285
2 Très dur.	56 63	96 110	11 8	288 330

Emplois. — Pièces de mécanique courante, vis, boulons, tire-fonds, rivets, décolletage, etc...

Acier de cémentation au carbone « BFM ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Réchauffage à 925°, refroidissement à l'air	28 k.	39 k.	32 %	70 %			117
Double trempe à l'eau à 950° et à 850°, sans revenu	38	46	23	75	35 kgm	25 kgm	138

Propriétés et emplois. — Étudié à son origine pour remplacer le fer de Suède, cet acier est caractérisé par une très grande pureté. De ce fait, il est tout spécialement recommandé pour la fabrication des pièces cémentées *de choix* devant présenter une *résilience élevée* sous la couche carburée.

Acier de cémentation à 2 0/0 de nickel « incassable ».

TRAITEMENT THERMIQUE	Caractéristiques Mécaniques Moyennes						
	E	R	A	Σ	ρ_1	ρ_2	Δ
Réchauffage à 925°, refroidissement à l'air	30 k.	42 k.	30 %	70 %			126
Double trempe à l'eau à 950° et à 850°, sans revenu	38	50	23	77	40 kgm	30 kgm	150
Trempe à l'huile à 850°, revenu à 650°.	30	42	30	78	45	35	126

Propriétés et emplois. — Les propriétés de l'acier « incassable » le classent entre le « BFM » et le « SP n° 3 ».

La couche cémentée est peu fragile et difficile à écailler.

L'acier « incassable » présente, sous la couche carburée, *une résilience encore plus élevée que celle du* « BFM ». En raison de cette qualité toute spéciale, il peut être également utilisé avec avantage pour la fabrication des pièces *non cémentées* ayant à subir en service *des efforts brusques et violents*, telles que :

Essieux, pièces de direction, leviers, pièces d'attelage de chemins de fer, tiges de marteaux-pilons, boulons, écrous et rivets, etc...

ACIERS DERIHON

ACIERS		R	E	a z	Striction %	Moment de torsion élastique M·P × τ	Diamètre de l'empreinte en m/m	Nombre Brinell	Frémont	Charpy
B. N. C. (1) Chrome nick de cément.ne	Etat doux	70à75	55à60	25à30	70à75	34 000	3,9à4,2	241à217	35à45	18à24
	Sous couche de cément.ne	145à150	125	15	48à50	85 000	3,0	418	20à22	11à12
R. H B³ 3% de nickel	Trempé et reveniu	80	70	22à24	60	41 000	3,8à4,2	255à207	16à23	8à12½
C. N. B. Chrome nick	Etat doux	85	70	25	60à65	47 000	3,8à4,2	255à207	20	9
	Traité	100	90	18à20	55à60	57 000	3,4à3,7	321à269	17	8½
R. H. B² (2) 2% de nickel de cément.ne	Etat doux	55à60	45à50	25à30	65à70	22 000	4,4à4,7	187à163	40à57	20à28
	Sous couche de cément.ne	75à80	55	12	35à40	31 000	3,5	302	22	14
R. H. B de cément.ne au carbone	Etat doux	50	32	25	70	20 000	5,0à5,4	143à121	40à45	25
	Sous couche de cément.ne	70à75	50	12	40	28 000	3,5	302	22	13
B. C. H. doux de cémentation	Etat doux	45	29	38	75à80	16 000	5,8à6,0	103à95	33à42	18à22
	Sous couche de cément.ne	65à70	45à50	28à30	65à70	20 000	4,6à4,8	170à156	20à26	9à17
B. N. D (3) Chrome nick trempé à l'air	Etat doux	80à90	70à75	23à25	60à65	43 000	3,9à4,2	241à207	16à25	8,5à12,5
	Trempé à l'air à 830°	185à200	165à180	10à15	35à45	125 000	2,7à2,9	512à444	10à15	5à9
B. N. H. Chrome nick trempé à l'huile	Etat doux	75à85	60à70	24à28	65à70	38000	4,1à4,3	217à196	20à25	14à16
	Trempé à l'huile à 850	145à160	130à140	15	45	105000	2,8à3,1	477à387	15à18	10à12

(1) Cet acier convient particulièrement pour les essieux, fusées, leviers de direction et pièces exigeant à l'état traité une résistance élevée alliée à une absence absolue de fragilité.

(2) Acier couramment employé pour essieux, fusées, leviers de direction et pièces devant être cimentées. Il se caractérise par sa haute résistance pour un acier à 2 0/0 de nickel.

(3) Acier spécial pour engrenages et couples coniques, il convient également pour arbres de transmission, bielles extra légères et toutes pièces à très haute résistance.

ACIERS		R	E	az	Striction %	Moment de torsion élastique M·P·τ	Diamètre de l'empreinte en m/m.	Nombre Brinell	Frémont	Charpy
B N C (4) Chrome nickel de cément.ion	Etat doux	70 à 75	55 à 60	25 à 30	70 à 75	34 000	3,9 à 4.2	241 à 217	35 à 45	18 à 24
	Sous couche de cément.ion	145 à 150	125	15	48 à 50	85 000	3 0	418	20 à 22	11 à 12
R H B* 3% de nickel de cément.ion	Etat doux	65	55	25 à 29	55	31 000	4,1 à 4,3	217 à 196	18 à 22	10 à 15
	Sous couche de cément.ion	125 à 130	95 à 100	13	35 à 40	50 000	3.2	364	18	9
R H B* 1% de nickel de cément.ion	Etat doux	55 à 60	45 à 50	25 à 30	65 à 70	22 000	4.4 à 4.7	187 à 163	40 à 57	20 à 28
	Sous couche de cément.ion	75 à 80	55	12	35 à 40	31 000	3.5	302	22	14
R H. B. de cément.ion au carbone	Etat doux	50	32	25	70	20 000	5,0 à 5.4	143 à 121	40 à 45	25
	Sous couche de cément.ion	70 à 75	50	12	40	28 000	3.5	302	22	13

(4) Cet acier se caractérise par sa haute résistance et sa limite élastique très élevée sans couche de cémentation, ce qui le rend apte à résister avec efficacité contre toute action tendant à imprégner la couche cémentée dans le cœur de la pièce.

Acier Stainless. — L'acier Stainless est spécial pour la fabrication des soupapes.

ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY

Acier CT extra-doux pour cémentation.

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A Naturel (brut de forgeage)	26	38	30	30 kilogram.mètres
B Trempé à l'eau à 900°-950°, sans revenu	30	48	25	40 —
C Trempé à l'eau à 900-950°, revenu à 650°	31	41	29	45 éprouvette non brisée

Usages. — Corps d'essieux AV pour voitures légères. — Fusées d'essieux AV pour camions. — Corps d'essieux AR pour camions. —

Arbres-vilebrequins pour voitures légères et taxi-autos. — Arbres secondaires (pompes, magnéto). — Maillons de chaîne Galle.

L'acier CT peut être employé soit trempé et revenu vers 600°, soit simplement trempé à l'eau sans revenu ; sa résilience, supérieure à 30, est encore suffisante dans tous les cas.

Acier mi-doux qualité « Marine »

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
Naturel (brut de forgeage)	32	55	25	12 kilogrammètres
Trempé à l'eau à 850°, revenu à 600°	40	60	24	32 —

Usages. — Corps d'essieu A V pour camions, bielles, moyeux, boulons et écrous, ferrures et pièces secondaires non désignées spécialement.

Acier mi-dur, nuances « Canon » et « Canon supérieur ».

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
Naturel (brut de forgeage)	40	65	20	12 kilogrammètres
Trempé à l'eau 850°, revenu à 400°	67	95	11	14 —
— — — 650°	54	72	17	20 —

Usages. — Arbres-vilebrequins pour camions, arbres à cames, coquilles, boîtes et fourreaux de différentiels ; ferrures et pièces secondaires non désignées spécialement.

En dehors de la construction automobile, c'est la nuance employée pour canons de fusils matricés.

Nuance « Canon supérieur ». — Diffère de la nuance *Canon* normale par une légère addition de chrome qui modifie à peine les caractéristiques et ne change pas le traitement, mais qui augmente sensiblement la pénétration de la trempe.

Son emploi est indiqué dans le cas de pièces épaisses (diamètres plus grands que 50 millimètres) rentrant dans les catégories énumérées ci-dessus.

Acier G R N pour engrenages et ressorts. — Cet acier est livré à l'état recuit ; il possède alors une charge de rupture de 80 kilos environ qui permet un usinage facile.

Usages. — L'acier G R N est employé pour les engrenages de toutes sortes. Son principal usage est la fabrication des ressorts de qualité pour voitures et automobiles.

Acier T S W mangano-siliceux, tungstène spécial pour ressorts. — Cet acier permet d'obtenir sur la fibre la plus étirée du ressort un allongement élastique de 0,8 0/0, bien supérieur par conséquent à ce que donnent les meilleurs aciers à ressorts.

Son emploi permettra d'augmenter la charge d'un type de ressort sans en accroître les dimensions.

Acier R O B pour roulements à billes. — On s'est attaché à réaliser pour cette pplication spéciale un acier permettant un usinage facile avant trempe.

Outre son application spéciale aux roulements à billes, l'acier R O B trouve son emploi partout où l'on a besoin d'une très grande dureté superficielle avec une grande résistance à l'écrasement, par exemple dans les grains de butée, crapaudines, etc.

Acier C T N 2, extra-doux, au nickel, pour cémentation.

	Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A	Naturel (brut de forgeage)	35	45	25	30 kilogrammètres
B	Trempé à l'eau à 900°, sans revenu	45	60	20	35 —
C	— — revenu à 650°	40	50	25	45 éprouvette non brisée

Usages. — Corps et fusées d'essieux A V dans la plupart des cas; essieux AR. Arbres-vilebrequins pour voitures légères ou taxis, engrenages simples et peu chargés, arbres du train balladeur, arbres secondaires, leviers de commande de frein, pédales et pièces de commande de direction et de frein.

Acier C T N 6 à haute teneur en nickel, pour cémentation.

	Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A	Naturel (brut de forgeage)	45	55	22	25 kilogrammètres
B	Trempé à l'eau à 900°, revenu à 650°	45	65	23	40 —

Usages. — Corps d'essieux A V et A R pour voitures rapides, engrenages, arbres du train balladeur, arbres secondaires pour voitures rapides, leviers de commande du frein, pédales et pièces de commande de la direction et des freins, engrenages cémentés.

Cet acier présente des garanties exceptionnelles contre la fragilité; nous en recommandons l emploi d'une manière toute spéciale.

Aciers N 25-N 30-N 36 à très hautes teneurs en nickel.

Acier N 25.

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A Après chauffage, en dessous de 800	43	75	38	35 kilogram^mes
B — — en dessus de 900	25	70	45	45 — non brisé

La propriété saillante de cet acier est sa résistance à l'oxydation, qui le fait employer pour les soupapes de moteurs. Mais sa ténacité extraordinaire, qui le rend très difficile à briser par choc, surtout à l'état B, permet de recommander son emploi pour des pièces exigeant une sécurité complète contre les ruptures accidentelles.

L'absence de toute propriété magnétique assure en outre à cet acier des applications spéciales dans la construction électrique.

Aciers N 30 et 36.

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A Après chauffage, en dessous de 800	40	60	25	45 kilogram^mes non brisé
B — — en dessus de 900 quel que soit le refroidissement	25	58	37	45 kilogram^mes non brisé

Ces deux aciers ont des propriétés très voisines de celles de l'acier N 25; comme lui, ils sont très peu oxydables.

Ils s'en distinguent par une très grande facilité d'usinage à froid, à l'état B aussi bien qu'à l'état A. et par un coefficient de dilatation très faible. Cette dernière propriété est marquée surtout dans l'acier N 36, dont la dilatation est presque rigoureusement nulle, ce qui le désigne pour les soupapes de moteur et pour certains usages dans la construction d'appareils de haute précision.

Acier C T N V au nickel-chrome, nuance douce, pour cémentation.

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
Naturel (brut de forgeage)	28	50	23	20 kilogram^mes
A Trempé à l'eau à 875°, revenu à 650°	50	60	20	40 —
B — huile à 850°, sans revenu	60	75	12	20 —

Usages. — Cet acier est employé surtout pour les engrenages ; il peut remplacer le C T N 2 dans la plupart de ses applications. La possibilité de le tremper à l'huile permet de diminuer les déformations dues à la trempe.

Il convient particulièrement pour les engrenages toujours en prise (pont arrière).

Acier P F au nickel-chrome, nuance dure de cémentation.

ÉTAT DU MÉTAL	E	R	A 0/0	RÉSILIENCE
A Radouci à 600° pour l'usinage.....	50	70	20	25
B Trempe à l'eau à 750° revenu à 300°...	125	135	8	10
C Trempe à l'huile à 780° sans reveuu ...	110	120	9	18
D Trempe à l'air à 800° sans revenu	75	100	13	20

Usage. — Son emploi est tout indiqué pour les pièces d'un usinage difficile. Engrenages, pièces de différentiel ou de cardan.

Acier N C 3 et N C 3 S au nichel-chrome, nuance mi-dure.

Etat du Metal	E	R	A %	Résilience
Naturel (brut de forgeage).	45	65	20	15 kilogram/mm²
Trempé à l'eau à 780°, revenu à 400°	100	110	10	12 —
— — — 650°	65	75	18	32 —

Usages. — Fusées d'essieux AV, corps d'essieux AV pour voitures rapides, corps d'essieux AR pour voitures rapides, arbres-vilebrequins, arbres du pont arrière, arbres de cardan, coquilles, boîtes et fourreaux du différentiel, boulons, etc...

Pour ces applications, l'acier N C 3 sera trempé à l'eau et revenu entre 550° et 650° selon la dureté désirée.

L'acier N C 3 peut suffire, à lui seul, à la plupart des exigences d'une construction soignée.

Acier N C 2 et N C 2 S au nickel-chrome, nuance dure.

Etat du Métal.	E	R	A %	Résilience
A Naturel (brut de forgeage).	55	80	15	15 kilogrammètres
B Trempé à l'huile, à 780°, revenu à 400°	120	127	7	7 —
C — — — 650°	75	85	15	30 —

Usages. — Arbres-vilebrequins, engrenages, arbres moteurs, arbres d'embrayages. L'acier N C 2 complète l'acier N C 3 dans les applications exigeant une grande dureté. Il permet d'obtenir les mêmes limites élastiques avec des revenus à plus haute température, c'est-à-dire avec plus de garanties encore contre la fragilité.

L'acier N C 2, plus dur que l'acier N C 3, est, d'une façon générale, plus indiqué que ce dernier pour la fabrication des pièces frottantes.

Acier N C 1 et N C 1 S au nickel-chrome, nuance extra-dure, trempant à l'air.

Etat du Métal	E	R	A %	Résilience	Dureté Brinell
A Radouci à 725° pour l'usinage	50	75	19		
B Trempé à l'air à 800°					500 environ
C id. revenu à 400°	145	166	4	3	

Usages. — Contrairement à ce qui a lieu pour la généralité des aciers trempant à l'air, l'acier N C 1 s'adoucit parfaitement pour l'usinage par un recuit à 700°-725° suivi d'un refroidissement lent dans le four.

L'acier N C 1 présente, après trempe et suivant le degré de revenu, une gamme très étendue de duretés, depuis la nuance nerveuse jusqu'à la nuance extra-dure difficilement attaquable à la lime; ses usages sont donc très variés.

On peut l'utiliser pour pièces d'une grande dureté minéralogique, travaillant au frottement et ne devant subir aucune déformation à la trempe, en particulier pour engrenages. En service, après simple trempe à l'air, les surfaces se polissent sans s'écailler superficiellement, contrairement à ce qui se produit souvent avec les aciers doux cémentés.

Acier V D L, nuance douce, trempant à l'air, à haute teneur en nickel et en chrome.

	Etat du Métal	E	R	A %	Résilience
A	Radouci à 650. pour l'usinage	60	80	15	25 kilogrammètres
B	Chauffé à 780, refroidi à l'air	115	125	10	25 —
C	— 780, trempé à l'huile	135	145	9	20 —
D	— 780, — à l'eau	145	155	8	18 —

Usages. — Arbres-vilebrequins pour moteurs d'aviation, engrenages très chargés, arbres de pont arrière, arbres de cardan, arbres du train balladeur, pour voitures rapides de grande puissance.

D'une manière générale toutes pièces pour lesquelles on recherche un poids aussi réduit que possible sans sacrifier en rien la sécurité. Cet acier peut donner des limites élastiques de 135 kilos sans aucune fragilité.

Comme acier de cémentation, l'acier V D L possède les mêmes qualités et les mêmes facilités de traitement que l'acier P F et présente encore plus de résistance à l'écaillage.

Acier ADF, mi-dur à haute teneur en nickel et en chrome.

ÉTAT DU MÉTAL	E	R	A 0/0	RÉSILIENCE
A Recuit pour l'usinage	45	70	20	15
B Trempe à l'huile à 780°	160	170	8	18
C Trempe à l'huile à 780°, revenu à 650°.	78	90	17	25

Cet acier est livré à l'état A, auquel on parvient par un double recuit. Il peut s'usiner alors facilement avec les outils rapides habituels.

Acier VDLD, nuance dure, trempant à l'air, à haute teneur en nickel et en chrome.

ÉTAT DU MÉTAL	E	R	A 0/0	RÉSILIENCE
A Recuit pour l'usinage.....	50	80	17	
B Trempe à l'air à 780°-800°	170	180	6	12
C Trempe à l'huile à 780°, revenu à 550°	90 à 95	105 à 110	12	17
D Trempe à l'huile à 780°, revenu à 650°	85 à 90	95 à 100	14	25

A l'état A, auquel il est livré habituellement, cet acier est d'un usinage facile.

Par trempe à l'air à 800° (B), cet acier réalise un degré de dureté remarquable, avec l'avantage d'une déformation nulle ou réduite au minimum. Il s'emploie couramment pour engrenage.

Par trempe à l'huile et revenu (traitements C et D) cet acier réalise des caractéristiques qui le désignent au premier rang pour la fabrication d'arbres et de vilebrequins.

Aciers « SOLEIL ». — La propriété caractéristique de cette série nouvelle est *une résistance presque complète à tous les agents d'oxydation.*

Cet acier est martensitique comme la plupart des aciers usuels, c'est-à-dire magnétique, relativement facile à élaborer et à usiner, très sensible aux traitements thermiques et pouvant acquérir par la trempe une grande dureté minéralogique, peu sensible à l'écrouissage, et possédant une limite élastique très élevée.

Enfin, il permet de réaliser une gamme de dureté très étendue. On distingue 3 nuances types :

Soleil n° 1.....	nuance extra dure,
— n° 2.....	— dure,
— n° 3.....	— douce.

Propriétés chimiques. — Les aciers « SOLEIL » sont caractérisés par une résistance presque complète à l'oxydation et à la corrosion.

D'une manière générale, cette résistance est d'autant plus accusée que la trempe a été plus vive et le revenu moins poussé.

Même dans les conditions les plus défavorables de traitement et d'usinage, ces aciers sont toujours incomparablement moins oxy-

dables que les aciers ordinaires. En particulier, l'acier « SOLEIL » N° 3 (nuance douce) est pratiquement inoxydable sur surfaces polies, quel qu'en ait été le traitement.

Ils ne rouillent pas sous l'action de l'eau salée, ni sous les influences atmosphériques : les taches que ces agents auraient pu laisser à la longue sur une surface polie d'acier « SOLEIL » disparaissent par un simple essuyage et au besoin par un lavage à l'eau de soude étendue.

Ces aciers résistent très bien à l'*oxydation à chaud*.

Propriétés physiques et mécaniques. — Indépendamment de leur propriété fondamentale de résistance à l'oxydation, les aciers « SOLEIL » présentent des caractéristiques mécaniqués qui les rapprochent des meilleurs aciers de construction et qui en rendent l'emploi très intéressant dans un grand nombre d'applications.

Ils conservent à chaud une grande dureté qui rendra dans bien des cas leur usage avantageux, mais qui oblige à les laminer ou forger à haute température.

Les *propriétés magnétiques* de ces aciers les rendent aptes à la confection d'aimants permanents. L'acier « SOLEIL » N° 1, après trempe et revenu à 300°, aimanté dans un champ de 385 gauss, conserve une induction rémanente de 7.400 cgs et son champ coercitif est de 71 gauss.

La résistivité électrique de ces aciers est en moyenne de 70 microhms-cm, et leur assure des applications pour les résistances de chauffage.

Leur *pouvoir réflecteur* très élevé et le magnifique poli spéculaire qu'ils peuvent recevoir et conserver, permet de recommander leur emploi pour les miroirs utilisés dans les instruments d'optique et d'astronomie, et pour les réflecteurs de toute sorte.

Acier C. S. pour soupapes. — L'acier C. S. est un acier à soupapes au chrome-silicium présentant une très grande résistance aux températures élevées où fonctionnent les soupapes d'échappement de moteurs modernes à très grande vitesse de rotation.

Acier SW. — L'acier SW. est un acier à soupape au chrome-tungstène qui est recommandé tout spécialement pour cet usage il possède sensiblement les mêmes caractéristiques que l'acier CS. précédemment décrit mais s'en différencie par sa résistance aux températures élevées qui est très considérable.

ACIÉRIES GIROD

La maison Girod à Ugines (Haute-Savoie) livre pour la construction automobile, les aciers suivants :

Cémentugine.

Acier spécial de cémentation au carbone
Grande pureté. — Faible teneur en manganèse

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	26-30	38-42	28-30	> 70	101-121	> 70
2	Trempé . (sous couche cémentée).	35-43	48-56	21-25	> 70	116-149	> 50

Emplois : Pour toutes pièces à cémenter.

Tenax.

Acier spécial de cémentation au nickel
Grande pureté. — Faible teneur en manganèse

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . ..	31-35	40-44	26-29	> 70	107-131	> 70
2	Trempé . (sous couche cémentée).	42-50	55-65	20-23	> 70	137-163	> 45

Emplois : Pour toutes pièces à cémenter et toutes pièces soumises à des efforts de chocs et de flexion. (A été adopté d'une manière presque générale pour la fabrication des essieux.)

N 5 C.

Acier spécial de cémentation au nickel
Grande pureté. — Teneur en manganèse très faible

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	38-43	50-55	24-27	> 60	126-156	> 40
2	Trempé . (sous couche cémentée).	85-95	105-115	8 à 10	> 40	286-321	> 20

Emplois : Pour toutes pièces cémentées exigeant une grande résistance à la fatigue. Il possède, en effet :

1° Une très grande dureté de surface ;
2° Une charge de rupture très élevée ;
3° Une absence complète de fragilité.

Il est employé également à l'état recuit pour soupapes, en raison de sa faible oxydabilité aux températures élevées.

Mi-Dur.

Acier de construction au carbone. — Grande pureté

Caractéristiques

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	40-45	60-65	18-21	> 45	156-187	> 18
2	Trempé et revenu à 675°. . .	60-65	75-80	12-15	> 40	207-223	> 25

Emplois : Cet acier n'a pas d'application spéciale restreinte ; il convient pour la plupart des organes de la construction mécanique et automobile pour lesquels il n'est pas nécessaire de recourir aux aciers spéciaux de prix sensiblement plus élevé.

M S.

Acier spécial de construction au silicium et au manganèse.
Très grande pureté

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	50-56	78-84	12-16	> 40	187-228	> 8
2	Trempé et revenu à 600°. . .	82-92	100-110	9-12	> 45	281-321	> 11
3	Trempé et revenu à 475°. . .	130-140	150-160	5-6	> 30	387-418	> 7

Emplois : Généralement connu sous le nom de « mangano-siliceux », cet acier est employé pour lames de ressorts (état 3).

On l'utilise également pour vilebrequin (état 2) et engrenages (état 3).

K N.

Acier spécial de construction au nickel-chrome
Grande pureté

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	50-55	70-75	15-18	> 50	170-196	> 18
2	Trempé et revenu à 600°. . .	60-70	90-100	12-14	> 55	217-255	> 25
3	Trempé et revenu 2 675°. . .	55-60	80-85	16-18	> 50	203-217	> 30

Emplois : Acier spécial du type le plus employé dans la construction automobile pour tous organes mécaniques : vilebrequins, arbres et axes divers, bielles, engrenages, etc.

K N H.

Acier spécial pour engrenages au nickel-chrome
Grande pureté. — Faible teneur en manganèse

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	55-65	80-90	12-15	> 45	217-255	> 15
2	Trempé à l'huile. .	150-160	160-170	5-7	> 30	418-444	> 9

Emplois : Est employé spécialement pour engrenages en raison de sa simplicité de traitement (trempe à l'huile sans revenu).

N V.

Acier spécial de construction et de cémentation au nickel et au vanadium. — Très grande pureté et faible teneur en manganèse

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit . .	50-55	60-75	15-18	> 60	186-217	> 35
2	Trempé .	80-95	110-125	10-12	> 40	302-351	> 25
3	Trempé et revenu à 600°. . .	55-65	75-85	14-16	> 60	207-221	> 40

Emplois : Cet acier convient pour tous les organes exigeant à la fois une résistance élevée et une complète sécurité ; on l'emploie avantageusement trempé à l'eau sans revenu. Comme acier de cémentation, ses qualités de résistance et de tenacité le rendent très intéressant, notamment pour engrenages.

K N A.

Acier spécial de construction
Trempant à l'air. — Très grande pureté

Caractéristiques :

	ÉTAT	E	R	A 0/0	Σ	Δ	ρ
1	Recuit à 650°. . .	65-75	80-90	12-15	> 55	241-286	> 20
2	Trempé à à l'air. .	165-175	180 190	6-8	> 30	430-477	> 9

Emplois : La résistance extrêmement élevée de cet acier, sa belle résilience, la simplicité du traitement évitant les déformations en font un métal parfait pour engrenages silencieux et inusables ; à noter que, par les frottements, la surface acquiert une dureté supérieure à celle des aciers cémentés.

Caractéristiques mécaniques des principaux aciers de cémentation Holtzer.

DÉSIGNATION	Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté empreinte Brinell m/m	TRAITEMENTS	
							Gaine	DÉTAIL
Au chrome	N C	35 42	45 65	25 12	15 ± 2	5,3 4,5	1 4	Recuit à l'air à 950°. Parties non cémentées, trempées à l'eau à 800°.
Au chrome nickel..	N 3 +	35 75	50 90	30 11	16 ± 2	5.0 3,8	1 4	Recuit à 800°, refroidissement lent. Parties non cémentées, trempées à l'huile à 850°.
Au chrome nickel..	C R +	40 110	60 130	20 10	9 ± 2	4.4 3,2	0 4	Recuit à 800°, refroidissement lent. Parties non cémentées, trempées à l'huile à 850°.
Au chrome nickel molybdène.	P xxxx C	70 120	85 140	12 10	9 ± 2	3,9 3,1	A 4	Double recuit à 800° et 675°, refroidissement lent. Parties non cémentées, trempées à l'huile à 850°.

Aciers de cémentation. — Caractéristiques et emplois. — Marque NC. — L'acier NC, à faible teneur en chrome, de nuance mi-doux (R = 65 kilogrammes) convient aux pièces dont les caractéristiques de travail ne sont pas très élevées et, pour lesquelles, il suffit d'avoir une grande dureté superficielle.

Marque N 3 +. — L'acier N 3 +, à faible teneur en chrome et à 3 0/0 de nickel environ, se distingue par une limite élastique et une résistance plus élevées (E = 75 kilogrammes, R = 90 kilogrammes). Il conserve néanmoins un grand allongement et une forte résilience, ce qui donne des pièces présentant une grande ténacité. Il se trempe à l'huile.

Emplois : Engrenages toujours en prise, axes de pistons, axes d'articulation, arbres à cames, cames, culbuteurs, croisillons de cardans, champignons de soupapes, etc.

Marque CR +. — Ce métal, qui renferme environ 1,2 0/0 de chrome et 3,5 0/0 de nickel. possède des caractéristiques encore plus élevées que le précédent (E = 110 kilogrammes R = 130 kilogrammes. Il se trempe à l'huile.

Emplois : Les mêmes que ceux indiqués ci-dessus pour le N 3 +. Ce métal est utilisé également pour vilebrequins bielles, butées de roulement pour voitures de course et moteurs à grande vitesse (avec roulements à rouleaux).

Marque Pxxxx C. — Ce métal, au chrome-nickel-molybdène, possède une limite élastique et une résistance très élevée (E = 120 kilogrammes, R, = 140 kilogrammes).

La couche cémentée est très résistante à l'usure et bien reliée avec le reste du métal. Il se trempe à l'huile et peut même, à la rigueur, se tremper à l'air, lorsque la forme des pièces fait craindre des déformations.

Emplois : L'acier Pxxxx C convient à toutes les applications où l'on recherche une haute résistance et la meilleure liaison possible de la couche cémentée avec le métal support.

Aciers à faible pénétration de trempe.

Marques N et ND. — Ces aciers contiennent un peu de chrome, sans nickel : ils ont des propriétés analogues à celle des aciers au carbone avec un peu plus de dureté et de ténacité. Ces aciers, de prix plus réduit que les chrome-nickel, remplaceront avantageusement les aciers au carbone de même nuance pour les pièces mécaniques dont les caractéristiques de travail ne sont pas trop élevées.

Caractéristiques mécaniques des aciers N et ND.

DÉSIGNATION	Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté empreinte Brinell m/m	Cause	TRAITEMENTS DÉTAIL
ACIERS AU CHROME SE TREMPANT A L'EAU	N	30	55	20		4,7	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		50	75	14	12 ± 2	4,1	2	Trempé à l'eau à 850°, revenu à 600°
	ND	35	60	18		4,5	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		55	80	13	10 ± 2	4	2	Trempé à l'eau à 850°, revenu à 600°

Emplois : Pièces mécaniques diverses, cylindres de moteurs d'aviation, vilebrequins de voitures et camions.

Aciers à pénétration de trempe moyenne
(Marques CN5, CN5A, CN5D, CNR)

Cette catégorie comprend les aciers au chrome-nickel se trempant à l'huile, qui contiennent, avec une faible quantité de chrome, des teneurs en nickel variant de 2 1/2 à 3 1/2.

L'ensemble des qualités de ces aciers les rend très intéressants dans un grand nombre d'applications ; on les utilise largement dans la construction automobile, dans celle des avions et dans toutes les applications mécaniques où l'on recherche une grande résistance t une grande sécurité.

Il est fabriqué quatre nuances principales marques : CN5, CN5A, CN5D et CNR, de dureté échelonnée.

Caractéristiques mécaniques des aciers nickel-chrome trempant à l'huile

DÉSIGNATION	Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté superficielle Brinell m/m	Coeur	TRAITEMENTS — DÉTAIL
ACIERS AU CHROME NICKEL SE TREMPANT A L'HUILE	CN5	35	65	20		4.4	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		60	90	14	12 ± 2	3.75	2	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 600°.
		145	170	7	6 ± 2	2.8	3	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 250°.
	CN5A	40	70	17		4.25	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		90	100	13	11 ± 2	3.5	2	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 600°.
		160	180	6	5 ± 2	2.7	3	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 250°.
	CN5D	45	75	15		4.1	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		110	120	10	9 ± 2	3.3	2	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 600°.
		140	160	7	5 ± 2	2.9	3	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 450°.
	CNR	45	75	20		4.1	0	Recuit à 800°, refroidissement lent.
		95	105	11	11 ± 2	3.5	2	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 600°.
		135	145	8	6 ± 2	3.1	3	Trempé à l'huile à 850°, revenu à 450°.
								Il est recommandé de refroidir rapidement les pièces en CNR après revenu (refroidissement à l'huile)

Marque CN5 (chrome-nickel mi-dur : R — 90). — L'acier CN5 est le prototype des chrome-nickel mi-durs. Il contient 2 1/2 0/0 de nickel environ. Ce métal produit en grande quantité, possède des caractéristiques très régulières, très connues et très appréciées de la construction automobile et de l'aviation.

Emplois : Vilebrequins, arbres droits, bielles, soupapes, axes, boulons, goujons, etc., pour moteurs d'automobiles et d'aviation. Arbres droits ou coudés, pièces diverses pour moteurs et machines à grande vitesse ou travaillant dans des conditions très dures. Arbres de turbines, aubes de turbines, vis de balanciers, arbres de presses, tiges de marteaux-pilons, tiges de bougies d'allumage, etc.

Marque CN5A (chrome-nickel dur : R = 100 kilogrammes). — L'acier CN5A est une nuance légèrement plus dure en carbone que le CN5 et convient aux applications où l'on recherche une dureté un peu plus élevée. Teneur en nickel 2 1/2 0/0 environ.

Emplois : Engrenages de boîtes de vitesse, mêmes emplois que le CN5, mais avec dureté légèrement plus élevée.

Marque CN5D (chrome-nickel dur : R = 120 kilogrammes). — Ce métal a une dureté en carbone plus élevée que les précédents. Il convient aux pièces devant résister aux frottements et aux chocs, comme les engrenages, les cames, etc. Teneur en nickel 2 1/2 0/0 environ.

Emplois : Engrenages de boîtes de vitesse d'automobiles. Engre-

nages mécaniques divers, cames. pièces de broyeurs et pièces mécaniques devant résister aux chocs et au frottement

Marque CNR (chrome-nickel dur : R ≐ 105 kilogrammes). Nuance spéciale, avec teneur en chrome et nickel plus élevée (Ni = 3 1/2 0/0 environ), ce qui lui assure une résistance elevée sans fragilité. Convient aux pièces devant présenter une dureté élevée avec une grande résistance.

Emplois : Vilebrequins, bielles de moteurs d'aviation et de moteurs d'automobiles poussés, axes et pièces de moteurs d'aviation. Pièces mécaniques travaillant dans des conditions très dures.

Aciers auto-trempants.

(Marques CN7, CN12, Pxxxx)

Ces aciers contiennent d'assez fortes teneurs en nickel et en chrome. Ils ont une grande pénétration de trempe, sont très faciles à tremper (à l'air ou à l'huile) et donnent des pièces très homogènes au point de vue dureté et texture. Ils ont donc, en général, une résistance et une résilience très régulières et ils résistent particulièrement bien aux efforts alternés. L'emploi de ces aciers est spécialement indiqué pour la fabrication des pièces soumises à un travail très dur et pour les engrenages soumis à des chocs. Ils présentent, dans ce dernier cas, le double avantage de pouvoir être trempés à l'air sans déformation et de résister très bien à l'usure et aux chocs.

Caractéristiques mécaniques des aciers CN7, CN12, Pxxxx.

DÉSIGNATION		Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté empreinte Brinell m/m	TRAITEMENTS Genre	TRAITEMENTS DÉTAIL
ACIERS auto-trempants se trempant à l'air ou à l'huile	au chrome-nickel	CN 7	50	80	17		4,9	A	Double recuit à 800° et 675°, refroidissement lent.
			160	170	8	7 ± 2	2,8	3	Trempé à l'air à 900°, revenu à 250°.
		CN 12	50	70	22	22 ± 2	4,25	0	Recuit à 800°, refroidissement très lent
			160	180	9	6 ± 2	2,75	3	Trempé à l'air à 950°, revenu à 200°
			115	130	12	9 ± 2	3,1	2	Trempé à l'air à 950°, revenu à 600°
	au chrome-nickel-molybdène	Pxxxx	70	95	16		3,7	A	Double recuit à 800° et 675°, refroidissement lent.
			95	110	14	12 ± 2	3,5	2	Trempé à l'huile ou à l'air à 850/600° — Revenu à 675°
			120	135	11	10 ± 2	3,1	2	Trempé à l'huile ou à l'air à 850/600° — Revenu à 600°
			135	150	9	6 ± 2	3,0	2	Trempé à l'huile ou à l'air à 850/600° — Revenu à 500°
			190	205	7	5 ± 2	2,6	3	Trempé à l'huile ou à l'air à 850/600° — Revenu à 200°

Marque CN7 (chrome-nickel). — Acier au chrome-nickel se trempant par simple exposition à l'air et donnant une grande résistance

(R = 170 kilos) sans fragilité. Il est bon de lui faire subir après trempe un revenu léger vers 250°, lequel atténue les tensions et régularise la dureté sans la diminuer sensiblement.

Emplois : Il convient particulièrement aux pièces qui, comme les engrenages, demandent une grande dureté et un traitement facile évitant les déformations : engrenages d'automobiles, surtout pour ceux du pont arrière (couronnes et pignons coniques), engrenages mécaniques divers, pièces de toute nature devant présenter une grande résistance et dont la forme rend la trempe difficile et fait craindre les déformations.

Marque CN 12 chrome-nickel-molybdène). — L'acier CN 12 est un acier auto-trempant à haute limite élastique qui a été créé pour la fabrication des longerons, armatures, ferrures et tirants d'avions.

Tout en possédant après trempe à l'air une résistance et une limite élastique élevées, sans fragilité, il présente, sur les chrome-nickel auto-trempants, l'avantage de pouvoir s'adoucir beaucoup mieux par le recuit.

L'acier CN 12 peut s'utilisr, sous faible section, à la place du bois et des métaux légers.

L'acier CN 12 convient très bien, également, aux tirants cylindriques et haubans fuselés à haute résistance. Ces pièces sont livrées complètement finies, trempées, les extrémités filetées avec ou sans chapes ; elles donnent les caractéristiques suivantes :

R ≥ 160 kilos Allongement ≥ 7.

Marque Pxxxx (chrome nickel-molybdène) R jusqu'à 205 kilogrammes. — Acier à très haute résistance, sans fragilité, créé par nos Usines. Convient aux pièces soumises à de très grands efforts et travaillant dans des conditions très dures pour lesquelles on recherche à la fois les hautes caractéristiques et la légèreté.

Emplois : Il a reçu de nombreuses applications pour pièces de moteurs d'aviation, d'automobiles de course, etc. (vilebrequins, bielles, pièces diverses).

Il possède une dureté à chaud intéressante jusque vers 600° et convient, de ce fait, pour les soupapes de moteurs où il est très employé.

Aciers à haute teneur en nickel.

(Marques N 27, N 42, N 32)

Ces aciers sont peu oxydables et présentent, suivant leur teneur en nickel, des propriétés spéciales au point de vue magnétique et dilatation.

Caractéristiques mécaniques de nos principales qualités d'aciers à haute teneur en nickel.

DÉSIGNATION		Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté coefficient Brinell m/m	TRAITEMENTS Genre	TRAITEMENTS DÉTAIL
ACIERS à haute teneur en nickel	10/12 % de nickel	N 27	75	80	15	18 ± 2	3,9	A	Double recuit à 800° et 550°, refroidissement lent.
			115	135	10	10 ± 2	3,2	B	Trempé à l'air de 700 à 800°, sans revenu.
	25 % de nickel	N 42	25	65	40	17 ± 2	5,0		Recuit à 950°, refroidissement lent.
			30	75	55	18 ± 2	4,5		Trempé à l'eau à 950°.
	32/35 % de nickel	N 32	30	60	30	15 ± 2	5,0		Recuit à 950°, refroidissement lent.
			30	60	30	20 ± 2	5,0		Trempé à l'eau à 950°.
									Cet acier ne présente pas de dilatation sensible jusqu'à 200°

Marque N27 (acier à 10/12 0/0 de nickel). — Ce métal se trempe a l'air et possède, dans cet état, une charge de rupture, un allongement et une résilience élevés (R = 135 kilogrammes environ).

Emplois : Sa haute résistance, jointe à une faible oxydabilité par rapport aux aciers au carbone, le désigne pour certaines applications spéciales (arbres et pièces de pompes, canons de fusils inoxydables, etc.).

Marque N 42 (acier à 25 0/0 de nickel environ). — Cet acier est peu oxydable et peu sensible aux traitements thermiques. Il possède avec une résistance assez élevée de 75 kilogrammes environ, un très grand allongement allant jusqu'à 55 0/0 après trempe à l'eau, mais sa limite élastique reste faible quelque soit le traitement. Sa texture est toujours nerveuse et il n'est jamais fragile; par contre, son usinage est plus difficile que celui de l'acier au carbone, de même dureté.

On peut le durcir très fortement par écrouissage, ce qui élève en même temps la limite élastique, tout en conservant un grand allongement. Toutefois, dans cet état, il est impossible d'assurer des caractéristiques très régulières.

Propriétés magnétiques. — L'acier à 25 0/0 de nickel est irréver-

ble, c'est-à-dire qu'il ne subit aucune transformation lorsqu'on le refroidit jusqu'à la température ambiante. Cette particularité explique le peu d'influence des traitements thermiques et l'amagnétisme de ce métal.

Au point de vue amagnétique, il est préférable de l'employer à l'état trempé. La trempe fait en effet disparaître les effets de l'écrouissage, qui rend le métal très légèrement magnétique.

Emplois : Les qualités d'inoxydabilité, de non-fragilité de l'acier N42 le font convenir aux organes mécaniques travaillant dans l'eau ou la vapeur (pièces et clapets de pompes, etc.). Son amagnétisme le fait utiliser couramment pour certaines parties de machines électriques et électro-magnétiques (frettes d'alternateurs, pièces de magnétos, etc.).

Marque N 32 (acier à 35 0/0 de nickel). — Cet acier présente les mêmes propriétés mécaniques et une inoxydabilité analogue, sinon un peu meilleure que l'acier N 42.

Il diffère de ce dernier parce qu'il possède un point de transformation réversible, analogue à celui du nickel pur, un peu au-dessus de la température ambiante. Il est donc magnétique à froid, contrairement au N 42.

Dilatation, Stabilité. — La dilatation de ce métal est très faible jusque vers 200°. Le coefficient de dilatation est de l'ordre de 2 à 3×10^{-6}, ce qui représente un allongement de 0m,04 à 0m,06 mesuré sur un échantillon de 100 millimètres de longueur.

Le coefficient de dilatation des autres aciers de construction dans la zone de 0 à 200° est voisine de 12×10^{-6} ; au-dessus de 200°, la dilatation de tous ces aciers, y compris la qualité N 32, est à peu près semblable.

Emplois : Cette stabilité de l'acier N 32 aux faibles températures le fait rechercher pour certaines applications spéciales : (thermométrie, horlogerie, etc.). Il convient également aux mêmes usages que le N 42, lorsqu'on recherche la non-fragilité et l'inoxydabilité.

Alliages inoxydables a chaud marque « Uranus »

Les alliages Uranus présentent une grande résistance à l'oxydation aux températures élevées et conservent leur dureté à chaud beaucoup plus que les aciers ordinaires et même que les aciers rapides ; ils ne subissent pas de modification moléculaire avec les chauffages et les refroidissements répétés, alors que la fonte et les aciers ordinaires se désagrègent rapidement.

On fabrique toute une gamme d'alliages Uranus comportant, outre les qualités courantes : marque Uranus 1, Uranus 2, Uranus 3,

Uranus 20, des qualités spéciales créées pour résister à certaines solutions acides ou alcalines et pour répondre à certaines applications spéciales.

La qualité Uranus 1 est destinée plus spécialement aux fils de résistance pour chauffage électrique (voir notice spéciale).

Les qualités Uranus 2 et Uranus 3 conviennent aux applications courantes où l'on recherche l'inoxydabilité à chaud, la première pouvant être utilisée jusqu'à 1.200° maximum et la deuxième pour les températures ne dépassant pas 900°.

La qualité Uranus 20, outre son inoxydabilité comparable à celle de l'Uranus 3, se distingue par une très grande dureté aux températures élevées.

En raison de leur grande dureté à chaud, les pièces en Uranus conservent leur rigidité et se déforment beaucoup moins que celles en fonte ou en acier ordinaire, même avec des refroidissements et des chauffages répétés.

Ces qualités, jointes à l'inoxydabilité, rendent ces alliages très intéressants pour les caisses de cémentation et de recuit et pour toutes les pièces qui ont à supporter des températures élevées avec des alternatives de chauffage et de refroidissement.

Caractéristique mécaniques des alliages inoxydables à chaud, marque URANUS.

DÉSIGNATION	Marques	Limite élastique E	Charge de rupture R	Allongement % A	Résilience ρ	Dureté empreinte Brinell m/m	TRAITEMENTS — DÉTAIL
ALLIAGES INOXYDABLES A CHAUD	Uranus 2 et 3	30	75	30	15 ± 2		*(Etat de livraison)*
	Uranus 20	40	80	25	10 ± 2		*Les URANUS s'emploient sans traitement*

Les alliages Uranus ne sont pas sensibles aux traitements thermiques et leurs caractéristiques sont à peu près les mêmes à l'état recuit ou trempé à l'eau, à l'huile ou à l'air. Ils peuvent donc être utilisés à l'état de livraison sans traitement.

Emplois : Les alliages Uranus sont livrés sous forme de barres, de pièces forgées ou de pièces moulées. Ci-après leur principaux emplois :

Caisses de cémentation et de recuit de toutes formes et dimensions ; caisses pour la fabrication de la fonte malléable ; creusets pour bains de plomb et bains de sels, pour la trempe et le revenu ; enveloppes de cannes pyrométriques.

Pièces métalliques de fours et de foyers (moufles métalliques, plaques de soles, cloisons chauffantes, pièces de récupérateurs, buses pour fours à gaz et à l'huile) ; organes de fours à sole mobile, supports pour recevoir les pièces dans les fours à émailler, etc., etc...

Moules et poinçons pour la fabrication mécanique des bouteilles en verre.

Pièces de toute nature se trouvant à haute température dans des atmosphères, réductrices ou oxydantes, notamment pour moteurs à huile lourde, turbines à gaz, etc...

ACIERS D'IMPHY

(Société annoyme de Commentry, Fourchambault et Decazeville.)

Aciers de cémentation sans nickel. — Ces aciers se font en deux qualités.

Les aciers B. C. M. et C. M.

MARQUES	E	R	A 0/0	RÉSILIENCES minima	OBSERVATIONS
	kg.	kg.		kgm.	
B. C. M.....	24 à 29	35 à 40	37 à 30	25	Après recuit.
	32 à 42	45 à 60	28 à 20	25	Après trempe.
C. M.....	23 à 27	35 à 42	35 à 28	20	Après recuit.
	32 à 42	45 à 65	25 à 18	20	Après trempe.

Afin de satisfaire à toutes les nécessités de la construction automobile en particulier, les Aciéries d'Imphy possèdent une gamme complète et parfaitement étudiée d'aciers de cémentation au nickel.

Ce sont les marques *N. C. M.* — *N. F.* — *N. 5. C. M.* et *N. 7. C. M.* qui donnent une progression de limites élastiques variant de 55 à 110 kilogrammes après traitement. On choisira donc, suivant l'emploi envisagé, l'une ou l'autre de ces qualités.

Ces aciers se travaillent à chaud et à froid, comme les aciers ordinaires.

Les qualités *N. F.* et *N. 5. C. M.*, qui doivent également être trempées après cémentation, présentent par rapport à l'acier N. C. M. un accroissement notable de la limite élastique et de la résistance ; cette propriété est recherchée dans la construction des engrenages.

Pour les pièces sujettes à déformations, la trempe dans l'huile est recommandée, quelle que soit la qualité de l'acier employé.

Société anonyme de Commentry, Fourchambault et Decazeville.
Applications des produits des Aciéries d'Imphy à la Construction Automobile.

	ATTRIBUTION DES PRODUITS	
	Voitures	Camions
Moteur.		
Vilebrequin	NC^3H^2. Traité, trempé, revenu. MOS. — — — NY. — — —	IMPHY-D.T. Traité, trempé, revenu. MOS. — — — NC^3H-2. — — —
Bielles	NC^3H-2. Traité, trempé, revenu. BY. — — —	NC^3H-2. — — — IMPHY-D.T. — — —
Axe de pistou	NFC-3. Cémenté e trempé. NFC-2. — — CVC — —	NCM. Cémenté et trempé. NFC^2. — — CVC. — —
Arbre à cames	NFCl. Cémenté et trempé. NCM. — —	BCM. Cémenté et trempé. NCM. — —
Engrenages de commande	BY_1 et BY_2. Traité. NFCl. Cémenté et trempé. NCM — —	BY. Traite. NFCl. Cémenté et trempé. NCM. — —
Soupapes	ATV. Ecroui inoxydable. CCR. Recuit résistant à l'oxydation. Crominphy. 2. Traité. NY. Tarité.	Crominphy. 2. Traité résistant à l'oxydation. ND. Traité.
Chaînes silencieuses	Heibimphy. Traité pour maillons. BCM. Cémenté et trempé pour axes et bagues.	
Ressorts de rappel	LB.	
Axe de pompe de circulation	NS. Inoxydable. ARC. —	

	ATTRIBUTION DES PRODUITS	
	Voitures	Camions
Embrayage.		
Volant et cône. — Tambour	IMPHY-D.T.	IMPHY-D.T.
Disques	IMPHY-T.T.	IMPHY-T.T.
Changement de vitesses.		
Arbre de train fixe	NC^3H-2. Traité.	NC^3H-2. Traité.
Arbre de train balladeur	NC^3H-2. —	NC^3H-2. —
	NFC-2. Cémenté et trempé.	
Engrenages	BY_1 et BY_2. Traité.	MOS. Traité.
	MOS. —	NC^3H-2. —
	N^5CM. Cémenté et trempé.	NFC-2. Cémenté et trempé.
	NFC-3. — —	N^5CM. — —
Cardan et transmission.		
Croisillons de cardan et axes	N^5CM. Cémenté et traité.	NFC-1. Cémenté et traité.
	NFC-1. — —	
Arbre de transmission	NC^3H-2. Traité.	NC^3H-2. Traité.
	NFC-2. —	
	NY. —	
Pont arrière.		
Couple conique	NFC-3. Cémenté et trempé.	N^5CM. Cémenté et trempé.
		NFC-2. — —
Engrenages du différentiel et satellites	NFC-3. Cémenté et trempé.	NCM. — —
	NFC-2. — —	NFC-2. — —
	NFCI. — —	
	N^5CM. — —	N^5CM. — —

	ATTRIBUTION DES PRODUITS	
	Voitures	Camions
Axes	NFC-3. Cémenté e trempé. CVC. — —	NCM. Cémenté et trempé. CVC. — —
Arbres de transmission	NC3H-2. Traité. NY. —	NC3H-2. Traité.
Trompette	ND. Traité. NA. —	IMPHY-M.D.
Freinage.		
Tringles et bandes de tirage	IMPHY-D ou ND.	
Tambour de frein	IMPHY-D.T.	
Moyeu	IMPHY-M.D.	
Direction.		
Vis de direction	NCM. Cémenté et trempé. NF. — —	NCM. Cémenté et trempé
Leviers.		
Changement vitesse-frein. Accélération	ND. Traité. NF. — NFCI. —	IMPHY-D. Traité. NA. —
Essieu. — Fusée.		
Essieu	NCM. Traité. NF. — NFCI. — NY. —	NCM. Traité.
Fusée	NCM. Cémenté et traité. NCR. — — NF. — — NFCI. — — NC3H$_2$. — —	BCM. Cémenté et traité. NCM. — —

	ATTRIBUTION DES PRODUITS	
	Voitures	Camions
Axes	NCM. Cémenté et traité. NFC. — —	BCM. Cémenté et traité. NCM. — —
Roulements. Couronnes, billes et rouleaux de roulements	CRB-1. Traité. CRB-2. —	TC-1. Traité. TC-2. — CRB-1. —
Châssis	NA. —	
Longerons. — Entretoises	ND. — NY. —	DD. —
Ressorts. Axes pour ressorts	RWS. — NCM. Cémenté et trempé. NFC-3. — — CVC. — —	RES. — BCM. Cémenté et trempé. NCM. — —
Magnéto. Aimant permanent Support amagnétique	MGN. NC4.	MGN. NC4.
Dynamo d'éclairage et de lancement Carcasse acier magnétique Tôle dynamo supérieure	FF. DS.	FF. DS.
Bougies d'allumage	DILVER.	DILVER.
Carburateur. Aiguille de flotteur	ARC inoxydable.	ARC inoxydable.

Le tableau ci-dessous résume les caractéristiques des aciers dont il vient d'être parlé. Les chiffres donnés pour le métal trempé doivent s'entendre sous la couche cémentée.

MARQUES	E	R	A 0/0	RÉSILIENCES	TRAITEMENT
	kg.	kg.		kgm.	
N. C. M....	30 à 35	40 à 45	35 à 30	30	Recuit.
	35 à 55	55 à 70	26 à 14	20	Trempe.
N. F.....	32 à 40	43 à 52	33 à 26	25	Recuit.
	55 à 75	70 à 85	15 à 8	16	Trempe.
N. 5. C. M..	35 à 42	48 à 55	32 à 24	18	Recuit.
	68 à 90	80 à 100	12 à 7	15	Trempe.
N. 7. C. M...	38 à 45	50 à 60	30 à 23	15	Recuit.
	39 à 46	53 à 63	30 à 23	15	Refroidissement dans l'air.
	80 à 90	95 à 110	10 à 7	15	Trempe dans l'huile.

Acier au chrome et au vanadium pour la cémentation. — L'influence favorable du chrome sur la dissolution du carbone et, par suite, sur la texture des aciers après trempe, a été mise à profit pour la réalisation de l'acier C. V. C. qui présente, après cémentation et traitement thermique, une couche durcie possédant toutes les qualités d'un acier dur chromé après trempe sans aucune fragilité du substratum non cémenté.

L'acier C. V. C. est utilisé chaque fois qu'il s'agit de réaliser une pièce cémentée de forme simple, d'épaisseur régulière et peu massive, facile à rectifier. Tels sont, en particulier, les axes des pistons des moteurs à explosion.

Les caractéristiques de l'acier C. V. C., sous différents états, sont résumées dans le tableau ci-après :

E	R	A 0/0	RÉSILIENCES	TRAITEMENT
kg.	kg.		kgm.	
35 à 40	46 à 52	28 à 22	30 à 20	Recuit avec refroidissement lent.
40 à 50	50 à 60	28 à 20	28 à 20	Recuit avec refroidissement à l'air.
110 à 125	115 à 130	10 à 7	14 à 8	Trempe dans l'eau à 850-900° sans revenu.

Aciers au nickel et au chrome pour la cémentation. — Lorsqu'on désire une dureté tout à fait exceptionnelle de la surface cémentée et surtout lorsque les efforts sont transmis avec des pressions unitaires considérables, on met à profit les propriétés remarquables que le chrome ajouté au nickel communique à l'acier trempé. Les quatre types d'acier : N. C. R. — N. F. C. 1 — N. F. C. 2. — N. F. C. 3. répondent par leurs différentes nuances à tous les besoins de la construction mécanique moderne.

Le tableau ci-dessous donne les caractéristiques de ces aciers, les propriétés mécaniques du métal à l'état trempé s'entendant sous la couche cémentée.

MARQUES	E	R	A 0/0	RÉSILIENCES minima	TRAITEMENT
	kg.	kg.		kgm.	
N. C. R....	30 à 35	45 à 50	30 à 25	24	Recuit.
	32 à 37	47 à 55	28 à 23	15	Refroidi dans l'air.
	58 à 80	72 à 95	18 à 10	12	Trempe dans l'huile.
N. F. C. 1..	38 à 43	50 à 57	27 à 22	22	Recuit.
	50 à 60	58 à 70	20 à 14	13	Refroidi dans l'air.
	80 à 110	95 à 120	12 à 8	12	Trempe dans l'huile.
N. F. C. 2..	43 à 50	57 à 64	25 à 18	18	Recuit
	60 à 75	70 à 85	16 à 12	12	Refroidi dans l'air.
	110 à 135	120 à 140	10 à 7	8	Trempe dans l'huile.
N. F. C. 3..	50 à 65	60 à 75	20 à 15	15	Recuit.
	70 à 85	80 à 100	15 à 10	12	Refroidi dans l'air.
	120 à 140	130 à 150	10 à 6	8	Trempe dans l'huile.

Aciers au nickel et au nickel-chrome à basses teneurs pour pièces non cémentées. — Nous ne citerons que la qualité *N. D.* dont l'emploi est recommandé pour pièces devant résister à de grands efforts, telles qu'arbres coudés, vilebrequins d'automobiles, arbres de machines, etc.

MARQUE	E	R	A 0/0	RÉSILIENCE minimum	TRAITEMENT
	kg.	kg.		kgm.	
N.D.....	38 à 48	57 à 67	25 à 20	10	Recuit.
	80 à 105	90 à 125	15 à 10	11	Trempe et revenu.

Une addition de chrome a permis d'obtenir des aciers encore plus résistants et plus durs, dont la ténacité peut varier dans de très larges limites sous l'effet de traitements appropriés.

Les qualités N. C. 3. H., B. Y. et N. Y. ont ainsi trouvé de précieuses applications dans la construction automobile.

L'acier B. Y. possède la propriété d'être auto-trempant. Il est destiné à la fabrication des pièces non cémentées exigeant une dureté minéralogique élevée en même temps qu'une grande ténacité. particulièrement bien à la fabrication des engrenages.

L'acier B. Y. est livré en deux nuances de dureté désignées sous les symboles B. Y. 1. et B. Y. 2.

Il convient tout particulièrement d'attirer l'attention sur le métal N. Y. qui s'usine avant trempe tout comme l'acier demi-dur ordinaire ; la trempe seule suffit, sans aucun revenu ultérieur pour lui donner une grande résistance et une haute limite élastique, sans le rendre fragile ; sa cassure après trempe est toujours nerveuse.

MARQUES	E	R	A 0/0	RÉSILIENCES minima	OBSERVATIONS
	kg.	kg.		kgm.	
N. C. 3. H. 1.	38 à 48	57 à 67	25 à 20	6	Adouci.
	80 à 105	90 à 115	15 à 10	10	Trempe et revenu.
N. C. 3. H. 2.	44 à 54	67 à 77	24 à 18	4	Adouci.
	90 à 115	100 à 125	12 à 8	8	Trempe et revenu.
	120 à 145	130 à 150	10 à 6	5	Trempe et revenu.
B. Y. 1....	inf. à 60	inf. à 75	sup. à 15	14	Adouci au maximum.
	sup. à 140	sup. à 150	sup. à 8	10	Trempé à l'air sans revenu.
	sup. à 150	sup. à 160	sup. à 8	8	Trempé dans l'huile sans revenu.
B. Y. 2....	inf. à 70	75 à 85	sup. à 12	12	Adouci au maximum.
	sup. à 160	sup. à 175	sup. à 7	8	Trempé à l'air sans revenu.
	sup. à 165	sup. à 180	sup. à 4	6	Trempé dans l'huile sans revenu.
N. Y.....	40 à 60	55 à 75	25 à 18	15	Adouci.
	95 à 120	110 à 140	10 à 8	9	Trempe sans revenu.

Aciers chromés. — On peut citer :

La qualité *C. R. B.* peu fragile et susceptible d'acquérir une grande dureté superficielle et qui convient parfaitement pour la confection des roulements à billes.

Elle se fait en deux nuances : *C. R. B. 1* et *C. R. B. 2*.

Les qualités Crominphy et C. C. R. employées pour la confection des soupapes de moteurs à explosion sont pratiquement inoxydables dans le domaine des températures des gaz de combustion et possèdent une haute résistance à l'usure et au matage.

L'acier Crominphy convient plus particulièrement pour température de fonctionnement ne dépassant pas 450 à 500° et l'acier C. C. R. doit être employé lorsque le régime de marche atteint 550 à 600°.

Aciers à ressorts. — Les aciers au silicium et au wolfram, possèdent, après traitement, une limite d'élasticité et un allongement élastique très élevés.

Les qualités *R. E. S* et *R. W. S.* répondent aux exigences les plus dures de la construction automobile et possèdent une texture remarquablement fibreuse qui donne toute garantie contre les ruptures brusques en service.

Acier mangano-siliceux (M. O. S.). — Cet acier, dont la limite élastique est très élevée et dont la charge de rupture peut dépasser

après trempe et revenu 140 kilogrammes, est surtout employé pour la fabrication des engrenages et pièces d'usure en général.

Le métal M. O. S. se forge, sans précautions particulières, à une température de 1.000° environ.

Le meilleur traitement consiste en une trempe dans l'huile, après chauffage des pièces à 850-900°, Il faut retirer les pièces de l'huile avant leur refroidissement complet, les faire revenir ensuite à la température du bois flambant et les laisser se refroidir dans l'air.

Métallurgie de précision appliquée à l'automobile.

I. — **Alliages sidérurgiques de toute dilatabilité voulue entre 0 micron et 18 microns par mètre et par degré** (Dilatabilité du laiton). — 1° *Invar.* — Dilatation pratiquement nulle entre — 50 et + 100°. Réglage automatique, au fur et à mesure des variations de la température, du cylindre, de la levée des soupapes commandées par culbuteurs dans les moteurs d'automobiles et d'aviation;

2° *A. D. R.* — La plus faible dilatation totale entre 0° et 500°. Tige centrale des bougies d'allumage. Réglage des dilatations des divers organes de moteurs ;

3° *Dilver.* — Dilatation égale à celle du verre. Matière pour la fabrication des électrodes destinées aux lampes à incandescence (lampes de phares, lanternes, etc.).

II. — **Alliage à module d'élasticité singulier.** — *Elinvar.* — Coefficient thermoélastique nul entre — 50° et + 100°. Dispositifs élastiques insensibles aux écarts de la température ; spiral des montres de précision. — Capsules de baromètres anéroïdes, de manomètres, d'altimètres, pour automobile et aviation.

III. — **Alliages de propriétés magnétiques spéciales.** — 1° *N. M. H. G.* — Coefficient de température de la perméabilité très élevé. — Dispositifs magnétiques ultra-sensibles aux écarts de la température : tachymètres d'aviation, indicateurs de vitesse pour automobiles ;

2° *N. C. 4.* — Amagnétisme, limite élastique élevée. Fil pour le frettage des induits de démarreurs, dynamos, etc. Disques de magnétos.

IV. — **Alliages de propriétés électriques remarquables.** — 1° *R. N. C.* — Haute résistivité à faible coefficient de température, inoxydabilité à chaud. — Vêtements chauffants des aviateurs. — Chaufferettes d'autobus et d'autocars, etc, Rhéostats, fours de laboratoires, fours industriels ;

2° *Fixamper.* — Résistivité rapidement croissante avec la température. — Régulateurs d'intensité pour la charge des accumulateurs.

V. — **Alliages substituts de l'acier pour les domaines qui lui sont interdits.** — 1° *A. T. G.* — Viscosité retardée ; rigidité à haute température. — Enceintes métalliques ou pièces de machines travaillant à des températures de 800°, — L'alliage A. T. G. est le métal normal des turbines à gaz et des turbo-compresseurs ;

2° *Cromimphy.* — Résistance à l'oxydation sous l'influence des éléments atmosphériques, à la corrosion de nombreux liquides industriels : pare-brise, poignées de portes, serrurerie et quincaillerie automobile en général ;

3° *A. R. C.* — Résistance à la corrosion, — Pièces de pompes ;

4° *A. T. V.* — Stabilité absolue jusqu'à 600° dans la vapeur d'eau et jusqu'aux plus hautes températures réalisées dans les gaz d'échappement des moteurs. — Ailettes des rotors des turbines à vapeur, résistant même aux introductions d'eau salée et tous organes séjournant dans la vapeur.

Soupapes et organes divers des moteurs Diesel. Soupapes et sièges de soupapes pour les moteurs d'avions, d'automobiles de luxe ou de course, de motocyclettes, etc.

Les soupapes en métal A. T. V. ont résisté aux régimes les plus durs réalisés dans les moteurs d'aviation poussés, aussi bien au cours des essais réglementaires d'endurance des moteurs que dans la réalisation de nombreux records.

FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET D'HOMÉCOURT

1° **Acier au carbone marque « A la rose ».** — Ces aciers, présentent une gamme complète de dix nuances de 35 à 100 kilogrammes environ.

Les nuances les plus répandues en construction automobile sont :

L'acier « à la Rose » n° 9 (standard A). — Acier au carbone extra-doux et ordinaire pour cémentation ;

L'acier « à la Rose » n° 4 (standard C). — Acier demi-dur.

2° **Acier de cémentation au carbone, marque C. A. D.** — Cet acier a été étudié tout spécialement en vue de la cémentation.

L'acier « C. A. D. » est tout spécialement indiqué pour les pièces destinées à être cémentées après estampage ou décolletage, pour les fusées, essieux, engrenages cémentés, les arbres secondaires, les leviers, etc.

3° **Acier de cémentation à 2 0/0 de nickel, marque N. i. 2. (standard X).** — Cet acier d'une fragilité pratiquement nulle, est l'un des aciers spéciaux les plus employés pour la fabrication des

pièces de cycles et de toutes les pièces soumises à des vibrations ou à des chocs répétés (fusées d'essieux, etc...).

Les pièces en acier « N. i. 2. », cémentées et trempées ne sont pas sujettes à l'écaillage ; faussées à la suite de choc très violents, elles se redressent sans difficultés au balancier.

4° **Acier de cémentation à 5 0/0 de nickel, marque N. i. 5.** — Cet acier présente à la fois les avantages des aciers de cémentation pour l'absence de fragilité et les avantages des aciers durs pour la résistance élevée.

Il convient parfaitement pour les pièces de sécurité auxquelles la légèreté est imposée, ce qui est le cas pour les voitures de course actuelles.

Il se prête bien au forgeage, à l'estampage ainsi qu'aux divers travaux à froid.

5° **Acier à 5 0/0 de nickel dur, marque N. i. 5. dur.** — L'acier à 5 0/0 de nickel dur permet d'obtenir une gamme de résistance variant de 90 à 150 kilogrammes tout en ayant des résiliences élevées. Cet acier est spécialement employé pour la fabrication des soupapes.

6° **Acier de cémentation au chrome-nickel, Marque M. H. (standard E).** — Cet acier se fabrique en deux nuances : l'acier MH^1 qui est l'acier au chrome-nickel de cémentation par excellence et l'acier MH^2 qui peut être cémenté mais est aussi très employé pour la fabrication des pièces simplement trempées et revenues.

7. **Acier au chrome-nickel spécial, marque C. N. 1.** — L'acier « C. N. 1 » au chrome-nickel se recommande tout particulièrement par ses caractéristiques mécaniques élevées, ses facilités spéciales d'emploi et son prix peu élevé.

8° **Acier au chrome-nickel spécial supérieur, marque C. N. 4.** — L'acier C. N. 4. se fabrique en deux nuances : le C. N. 4 dur et le C. N. 4 demi-dur. La nuance demi-dure convient parfaitement pour des pièces travaillant beaucoup ou soumises à des efforts violents, chocs ou vibrations : elle donne, après traitement, des surfaces de frottement suffisamment dures pour éviter toute usure sans avoir besoin de cémentation.

La nuance dure, tout en résistant aux vibrations, efforts de torsion et flexion, permet d'obtenir des surfaces de frottement pratiquement inusables.

Il est spécialement recommandé pour la construction des arbres divers, arbres vilebrequins et engrenages non cémentés.

9° **Acier au chrome-nickel trempant à l'air, marque V. I. R. (standard K).** — L'acier V. I. R. a été spécialement étudié dans le but de donner une grande dureté superficielle, et susceptible de ne subir aucune déformation au cours du traitement durcissant.

L'acier V. I. R. convient parfaitement pour les engrenages et tout spécialement pour les engrenages de changement de vitesse.

10° **Acier au chrome-nickel trempant à l'air, marque G. C.** — Cet acier, au chrome-nickel, à haute teneur en nickel, trempant à l'air, comme l'acier V. I. R., répond aux dernières exigences de l'industrie automobile.

Adouci par un traitement convenable ; il est d'un usinage très facile ; et pourvu que le chauffage soit bien uniforme, il ne présente aucune déformation. Trempé à l'eau sans revenu, il présente également une résistance et une limite élastique très élevées, avec une résilience très satisfaisante.

L'acier G. C. qui peut également se cémenter, convient donc d'une façon parfaite pour la fabrication des fusées et des arbres des voitures rapides ou des poids lourds et pour la fabrication des essieux à haute résistance.

11° **Acier mangano-siliceux, marque S. S. (standard F)**. — Cet acier est employé pour les ressorts de qualité supérieure. Grâce à sa pureté, il a l'avantage de pouvoir être trempé à l'eau sans précautions spéciales. Les tapures et autres défauts pouvant résulter d'une trempe trop brutale sont beaucoup moins à craindre avec cet acier qu'avec les aciers ordinaires de dureté équivalente.

Ces qualités font que l'emploi de l'acier S. S. s'est beaucoup généralisé et que l'on a été conduit à le fabriquer en deux nuances : la plus douce convenant particulièrement aux pièces devant résister à la flexion et à la torsion, telles que ressorts, vilebrequins, etc... et la plus dure étant spécialement employée pour des organes soumis a des frottements considérables comme les engrenages non cémentés.

12° **Acier inoxydable spécial, marque I. N. A. L.** — L'usage des aciers inoxydables s'est répandu rapidement en France pendant ces dernières années. Les aciers I. N. A. L. des Aciéries de la Marine : « I. N. A. L. dur » et « I. N. A. L. doux » répondent parfaitement aux conditions imposées par les emplois auxquels sont destinés ces aciers.

L'acier « I. N. A. L. dur » permet d'obtenir des produits devant résister aux agents atmosphériques, au contact de l'eau et de certains acides dilués. D'autre part, cet acier résiste aussi à l'oxydation à chaud et conserve une résistance et une dureté satisfaisantes jusqu'à une température voisine de 800°, ce qui le fait rechercher pour la fabrication des soupapes de moteurs à haut rendement. La résistance à la corrosion est d'autant plus grande qu'il est revenu à température plus basse et qu'il est plus soigneusement poli, on l'emploie principalement pour des axes de pompe à eau.

L'acier « I. N. A. L. doux » demeure inoxydable quel que soit le traitement effectué ; il est de plus assez malléable à froid, ce qui permet de l'employer aux travaux de chaudronnerie, d'emboutissage, de tréfilage, etc.

13° **Acier spécial pour roulements à billes, marque R. B. (standard L)**. — L'acier R. B. convient parfaitement à la fabrica-

Qualité	Marque	Emploi	Traitements thermiques	Caractéristiques R	A%	E	Mécanique UF	M
Acier au Carbone 10 Nuances N°0 à 9	Ateliers N°4 mi-dur N°8 extra-dure	Arbres de transmission (Recuits)	Recuit 900° Refr. Four	55	26	34	4	6
			Recuit 900° Refr. Air calme	60	25	40	5	7
			Trempe eau 850° Revenu à 650°	68	20	54	10	15
		Tôles pour châssis	Recuit 900° Refr. Air	40	35	30		
Acier de cémentation au Carbone	CAD	Arbres de trains baladeurs (cémentés trempés)	Recuit 900° Refr. Four	38	35	22	15	35
		Cames (cémentées trempées)	Recuit 900° Refr. Air	38	35	28	18	32
		Engrenages (cémentés trempés)	Trempe à l'eau à 900°	50	20	36	20	36
Acier de cémentation à 2% de Nickel	Ni 2	Triées d'essieux Bielles (trempées et revenues)	Recuit 900° Refr. Four	40	33	30		
		Boulons spéciaux (trempés et revenus)	Recuit 900° Refr. Air	43	33	34	18	35
		Engrenages (cémentés trempés)	Trempe Eau à 900°	60	15	45	18	32
		Tôles pour châssis						
Acier de cémentation à 5% de Nickel	Ni 5	Arbres d'Embrequins (cémentés trempés)	Recuit 900° Refr. Four	47	30	37	17	30
		Cames (cémentées trempées)	Recuit 900° Refr. Air	52	30	42	17	30
		Triées d'essieux (trempées et revenues)	Trempe Eau 850° sans revenu	100	8	60	12	16
		Levées de direction (trempées et revenues)						
Acier à 5% de Nickel dur	Ni 5 dur	Soupapes	Recuit 900° Refr. Four	50 à 65	27 à 23	40 à 45	12 à 10	18 à 15
			Recuit 900° Refr. Air	65 à 75	26 à 21	40 à 43	11 à 9	18 à 12
			Trempe à l'huile à 850°	20 à 150	10 à 9		6	7
			Trempe à l'eau à 850°	120 à 160	8		6	7
			Traitions à chaud après Trempe et Revenu Essais à 400°	80				
			500°	55				
Acier de cémentation au Chrome nickel	MH1	Arbres de trains baladeurs (cémentés trempés)	Recuit 850° Refr. Four	50	30	37	15	21
		Arbres d'embrequins (cémentés trempés)	Recuit 850° Refr. Air	56	24	38	12	18
		Cames (cémentées trempées)	Trempe à l'huile à 850°	100	10	74	8	10
		Engrenages (cémentés trempés)	Trempe Huile 850° N° 650°	66	20	60	16	26
		Coureux (trempés et revenus)						
Acier au Chrome nickel doux peut se cémenter	MH2	Bielles (trempées et revenues)	Recuit 850° Refr. Four	58	28	45	13	23
		Triées d'essieux (trempées et revenues)	Recuit 850° Refr. Air	70	20	35	8	12
		Levées de direction (trempées et revenues)	Trempe à l'huile à 850°	110 à 130	12 à 8		7 à 5	9 à 7
		Arbres de trains baladeurs (cémentés trempés)	Trempe Huile 850° N° 650°	70 à 76	19 à 17	60 à 65	13 à 15	28 à 25
		Cames (cémentées trempées)						
		Engrenages (cémentés trempés)						

tion des roulements à billes, tant pour les galets de roulement que pour les billes, et d'une manière générale, pour toutes les pièces

Qualité	Marque	Emplois	Traitements thermiques	Caractéristiques Mécaniques R	AZ	E	UF	M
Acier au chrome-nickel spécial	C.N !	Arbres villebrequins (trempés et revenus)	Recuit 850° Refr. Four Recuit 850° Refr. Air calme Trempe Huile 850° R^e 650°	72 78 89	20 20 16	43 54 30	5 9 11	6 11 15
Acier au chrome-nickel spécial supérieur	C.N.4 mi-dur et dur	Arbres de transmission (trempés et revenus) Arbres villebrequins (trempés et revenus) Boulons spéciaux (trempés et revenus) Engrenages non cémentés	Recuit 850° Refr. Four Recuit 850° Refr. Air Trempe Huile 850° R^e 650°	71 à 79 94 à 107 85 à 98	22 à 20 15 à 13 19 à 15	50 43 à 50 77 à 68	9 à 7 4 à 3 14 à 12	13 à 9 7 à 4 20 à 18
Acier au chrome-nickel trempant à l'air	V.IR	Engrenages non cémentés Essieux (trempés et revenus)	Revenu 660° p^r adoucissement Trempe à l'air à 850° Trempe Huile 850° R^e 650°	90 190 100	5 15	60	6 10	8 13
Acier au chrome-nickel trempant à l'air	G.C	Essieux (trempés et revenus) Fusées d'essieux (trempées et revenues)	R^e 625-650° p^r adoucissement Trempe à l'eau à 825° Trempe à l'air à 825° Trempe à l'huile 825° Traitions à chaud après Trempe à l'air Cassis à 400° 600°	85 130 120 130 125 45	14 11 12 10	30	18 10 12 9	26 13 15 13
Acier Manganèse silicieux	S.S	Arbres villebrequins (trempés et revenus) Engrenages non cémentés Ressorts	Recuit 900° Refr. Four Recuit 900° Refr. Air Trempe Huile 850° R^e 650°	78 à 95 85 à 105 85 à 105	21 à 12 19 à 15 16 à 15	52 57 à 63 70 90	2.5 à 0.5 1.5 à 3.5 6 à 4	
Acier inoxydable spécial	Trial Dur et doux	Coutellerie Soupapes Chaudronnerie Grèflage	Recuit 950° Refr. Four Recuit 950° Refr. Air Trempe Huile à 950° Trempe Huile 950° R^e 850° Traitions à chaud après Trempe à l'huile Cassis à 600° 700°	56 à 70 104 à 180 120 à 180 70 à 95 70° 50°	25 à 22 13 à 7 (à la bille) 17 à 14	32 à 42 55 à 75	12 3 10 à 7	16 4 17 à 8
Acier spécial pour roulements à billes	R.B	Roulements à billes	Recuit 850° Refr. Four Trempe à l'huile à 850°	75 220	(à la bille) (à la bille)			
Acier à coupe rapide	Simple Phénix Double Phénix Triple Phénix	Soupapes	Recuit 900° Refr. Four Trempe Huile 1300° R^e 600°	90 230	(à la bille) (à la bille)			

devant présenter une dureté très élevée et une très grande résistance à l'usure ou à l'écrasement.

14° **Acier à coupe rapide.** — Les aciers rapides : simple phénix D, double phénix D. D., et extra-rapides : triple phénix D. D. D. ont été étudiés pour répondre aux conditions de l'usinage rapide.

Le tableau ci-dessus donne les caractéristiques des divers aciers dont il vient d'être question.

ACIERS

Désignation des catégories, nuances et qualités.		Marques	Caractéristiques mécaniques moyennes (1) (sur barreaux traités) — Traitement des barreaux.	E kgs m/m²	R kgs m/m²	A %	Résilience kgm/dc
Aciers au carbone.	extra-doux de cémentation, qualité spéciale	A.M.11.C.	Recuit à 950° à l'air	24	35 à 40	30	26
			Trempé à l'eau à 950°	28	45 à 55	22	28
	extra-doux de cémentation, qualité supérieure	A.M.C.	Recuit à 950° à l'air	24	35 à 40	30	27
			Trempé à l'eau à 950°	28	45 à 55	22	29
	mi-doux	A.M.8.	Recuit à 900° à l'air	30	50	26	14
	mi-dur	A.M.6.	Recuit à 875° refroidi sur cendres	35	62	20	9
			Trempé à l'eau à 850° revenu à 600°	62	84	14	14
Aciers de cémentation spéciaux.	au nickel, nuance douce.	D.M.C.	Recuit à 900° à l'air	27	40 à 45	28	26
			Trempé à l'eau à 900°	35	55 à 70	17	25
	au nickel-chrome nuance mi-douce.	D.F.C.	Recuit à 875°, refroidissement dans la chaux	33	50	25	25
			Trempé à l'huile à 875°	70	90	12	13
			Trempé à l'eau à 850°	90	115	9	9
			Trempé à l'eau à 850°, revenu à 600°	57	70	18	25
	au nickel-chrome à haute résistance	4DFCA	Double recuit à 850, 650° à l'air	45	65	19	19
			Trempé à l'huile à 850°	95	120	9	8
			Trempé à l'eau à 825°	100	125	9	8
	au nickel-molybdène à haute résistance	D.O.C.	Recuit à 850°, refroidissement dans la chaux	64	80	15	13
			Trempé à l'eau à 850°	105	125	8	9
			Trempé à l'huile à 875°	110	130	8	9
			Trempé à l'eau à 850°, revenu à 600°	98	108	12	13

(1) Conditions d'exécution

Essais de traction. — Eprouvettes de 13,8 m/m de diamètre et 100 m/m de long.; le traitement thermique a été effectué après ébauchage à cœur et non après usinage complet. — Les valeurs données

Essais de fragilité. — Eprouvettes du type Meunier, prélevées dans des le traitement thermique a été effectué après ébauchage à complet. — Essai au petit mouton — pendule Charpy de

Essais de dureté à la bille. — Bille de 10 m/m, pression de 3000 kgs.

Traitement des éprouvettes. — Tous les traitements thermiques ont été la durée de maintien aux températures de trempe et de

Les caractéristiques mécaniques indiquées sont des moyennes

CHNEIDER

Emplois principaux	Traitement convenable des pièces
Pièces cémentées de faible fatigue : arbres, bielles motrices, couronnes et pignons de différentiels, engrenages toujours en prise, axes, axes de pistons, etc... Côtes d'emboutissage à froid.	Pour pièces cémentées : refroidissement après cémentation, puis réchauffage et trempe à l'eau à 900, 925°, ou mieux encore double trempe à l'eau à 925-800°. Pour pièces non cémentées : Recuit à 950° à l'air.
Même emploi que l'acier AMIIC lorsqu'on exige des garanties particulières de sécurité. Se recommande en particulier pour vilebrequins cémentés. Ferrures, boulons, écrous, vis, ergots, goupilles, clavettes, etc... Côtes d'emboutissage à chaud.	Recuit à 900° à l'air.
Côtes soumises à des efforts de moyenne importance, moyeux, essieux, fusées, arbres secondaires, leganes de manœuvre et de commande, etc...	a) Recuit à 875° à l'air. b) Trempe à 850° à l'eau, revenu entre 400 et 650° (général. vers 600°)
Pièces cémentées de fatigue moyenne. Pièces non cémentées à 4e résistance : organes de vitesse	Pour pièces cémentées : refroidissement après cémentation, puis réchauffage et trempe à l'eau à 850-900°, ou mieux encore, double trempe à l'eau à 925-800°. Pour pièces non cémentées : Trempe à 900° à l'eau.
Pièces cémentées de grande fatigue : engrenages de démultiplicat. pignons axes de pistons. Pièces non cémentées : boulons, bielles, etc.	Pour pièces cémentées : refroidissement après cémentation, puis réchauffage et trempe à l'eau à 850° ou à l'huile à 875°, ou mieux encore double trempe à 900-775°. Pour pièces non cémentées : Trempe à l'eau à 850°, sans revenu, ou suivie de revenu entre 400° et 650°.
Pièces cémentées devant présenter une grande résistance de l'âme, notamment engrenages cémentés de grande fatigue. Côtes à haute résistance pour châssis d'autocar course.	Pour pièces cémentées : refroidissement après cémentation, puis réchauffage et trempe à l'eau à 825° ou à l'huile à 850°, ou mieux encore, double trempe à l'huile à 875-775°. Pour les tôles : double recuit à 850-650°, refroid. à l'air.
Pièces cémentées de 1re à 3e fatigue soumises à des chocs fréquents : engrenages de boîtes de vitesses. Pièces non cémentées devant offrir une 4e résistance aux chocs et aux vibrations : arbres divers.	Pour pièces cémentées : refroidissement après cémentation, puis réchauffage et trempe à l'eau à 850° ou à l'huile à 875°. Pour pièces non cémentées : trempe à l'eau ou à l'huile à 850°, suivie de revenu entre 250 et 650° suivant les cas.

des essais mécaniques.
utile, prélevées dans des ronds forgés de 25 m/m de diamètre.
16 m/m de la partie calibre, sauf pour les cas des aciers très élevés,
pour la limite élastique correspondant à la limite d'écoulement.
carrés forgés de 13 m/m de côté.
4e sauf dans le cas des aciers très élevés, ou il a eu lieu après usinage
30 kilogrammètres.
maintenue 30°
contrôlés au pyromètre ou au thermomètre, suivant la température.
revenu a été de 15 minutes.
moyens et non des valeurs minima garanties. –

Désignation des catégories, nuances et qualités		Marques	Caractéristiques mécaniques moyennes (sur barreaux traités) — Traitement des barreaux	E kos m/m²	R kos m/m²	A %	Résilience kgm/cm²
Aciers au Nickel-chrome	mi-dur	D.F.6.	Double recuit à 850-650° à l'air.	41	62	21	14
			Trempe à l'eau à 850°, revenu à 600°	72	88	16	17
	mi-dur, qualité supérieure	D.F.5S.	Double recuit à 850-650° à l'air.	44	65	20	14
			Trempe à l'huile à 850°, revenu à 600°	84	94	14	15
	dur	D.F.4.	Double recuit à 850-650° à l'air.	48	72	17	8
			Trempe à l'huile à 850°, revenu à 450°	115	135	9	5
	dur, qualité supérieure	D.F.3S.	Double recuit à 850-650° à l'air.	50	75	17	9
			Trempe à l'huile à 825°, revenu à 250°	155	175	6	4
	auto-trempant	4.D.F.2.	Double recuit à 850-650° à l'air.	73	95	15	11
			Chauffage à 850°, refroidissement à l'air.	150	175	8	6
Acier Manganèse silicieux	Qualité supérieure.	M.L.S.	Recuit à 875°, refroidissement sur les cendres	53	80	18	5
			Trempe à 950° eau (à 30-40°) revenu à 450°	135	150	7	5
			Trempe à 950° eau (à 30-40°) revenu à 600°	100	112	13	7
Aciers pour soupapes	à 5% de nickel	5.D.6.	Double recuit à 850-650° à l'air.	41	62	21	14
			Trempe à l'eau à 875°, revenu à 600°	70	88	15	19
	à haute teneur en nickel.	33DDF	Recuit à 900-950° air, ou trempe à l'eau à 900-950°	46	80	30	18
	à haute teneur en chrome.	F.F.	Recuit à 875°, refroidissement très lent.	33	70	20	5
			Trempe à l'huile à 950°, revenu à 525°	147	160	4	2
			Trempe à l'huile à 950°, revenu à 700°	72	83	14	5
Acier pour roulements		F.R.	Malléabilisé (état de livraison)	Diamètre d'empreinte Brinell ..... 4 m/m 3			
			Trempé à l'huile à 825°	Dureté Shore = 80 à 85			
Acier pour aimants permanents.		P.A.	Trempe à l'eau à 900°	Force coercitive : 60 Gauss. Magnétisme rémanent : 11.000 Gauss. (Essai sur anneau par la méthode balistique.)			

Emplois principaux	Traitement convenable des pièces.
Pièces soumises à une grande fatigue, essieux, vilebrequins, arbres divers. Côtes à haute résistance.	Trempe à l'eau ou à l'huile à 850°; revenu vers 400-650°. Pour les tôles, double recuit à 850-650°, à l'air.
Pièces devant offrir une grande sécurité : vilebrequins, arbres de pompes, arbres divers, certains engrenages.	Trempe à l'eau ou à l'huile à 850°, revenu entre 400 et 650° suivant les cas (généralement vers 550-600°).
Engrenages divers non cémentés.	Trempe à l'huile à 850°; revenu entre 250 et 650° suivant les cas.
Engrenages non cémentés à haute résistance.	Trempe à l'huile à 825°; revenu vers 250°.
Pièces non cémentées exigeant une très grande dureté et ne devant subir aucune déformation au cours de la trempe, engrenages de grande fatigue.	Chauffage à 850°, suivi de refroidissement à l'air calme. Les pièces de forme simple peuvent être trempées à l'huile à 825°.
Ressorts de fatigue pour automobiles. Engrenages. - Cylindres de moteurs d'aviation. - Vilebrequins d'automobiles.	Trempe à 1000° à l'huile, ou mieux, si les déformations ne sont pas à craindre, à 950° à l'eau tempérée (30-40°). Revenu variable avec les pièces : vers 450° pour les ressorts, de 200 à 400° pour les engrenages, de 600 à 650° pour les vilebrequins. Les cylindres peuvent être simplement recuits à 850° à l'air.
Soupapes de moteurs peu poussés. Simple ou même titre que les aciers aux nickel-chrome nuancé, mi-dure pour pièces résistant aux vibrations et aux chocs.	Trempe à 850° à l'eau, revenu entre 400 et 650°
Soupapes de moteurs poussés.	Trempe à l'eau à 800-950°
Soupapes de moteurs à très haut rendement.	Trempe à l'huile à 950°; revenu entre 500 et 700°.
Barres, galets et tubes pour roulements.	Trempe à l'huile à 825°, sans revenu, ou avec revenu à 150°.
Aimants de magnétos.	Trempe à l'eau à 900°.

ACIÉRIES DU SAUT-DU-TARN A SAINT-JUÉRY (Tarn)

TRAITEMENT ET CARACTERISTIQUES MOYENNES

QUALITÉ	MARQUES DÉPOSÉES	TRAITEMENT	CARACTÉRISTIQUES MOYENNES			
			Résistance kgs	Résilience kgs	Allongement %	Striction kgs
Aciers au Nickel — Pièces communes	TALABOT Permes Nickel 3	Chauffé vers 850°, refroidi à l'air.	45	30	28	56
		Après trempe à l'eau vers 800°, sans revenu.	50	40	20	30
	TALABOT Permes Nickel 5	Chauffé vers 850°, refroidi à l'air.	57	36	22	22
		Après trempe à l'huile vers 800°, revenu vers 450°.	100	70	17	15
Aciers au Nickel — Pièces non communes	TALABOT AN 25	Recuit vers 900° et refroidi dans le four.	70	27	43	
		Recuit vers 850° et refroidi à l'air.	70	27	46	
		Après trempe à l'eau vers 875°, sans revenu.	69	29	17	
	TALABOT SPÉCIAL B 4	Chauffé vers 850° et refroidi sous la cendre.	80	42	11	
		Chauffé vers 850° et refroidi à l'air libre.	125	100	8	
Aciers au Nickel-Chrôme	TALABOT AN 3	Recuit vers 850° et refroidi à l'air.	65	45	18	20
		Après trempe à l'huile vers 850°, revenu vers 600°.	80	70	16	25
	TALABOT AN 3 D.	Recuit vers 850° et refroidi en vase clos.	75	40	20	15
		Chauffé vers 850° et refroidi à l'air.	130	110	6	9
		Après trempe à l'huile vers 850°, revenu vers 500°.	110	130	6.5	5
	TALABOT AN 6	Chauffé vers 600° et refroidi à l'air (traitement adoucissant).	90	80	11	
		Chauffé vers 900° et refroidi à l'air.	135	170	»	15
		Après trempe à l'huile vers 900°, sans revenu (traitement durcissant).	110	125	7	12
Acier Manganèse-Silicieux	TALABOT MNS	Recuit vers 850° et refroidi sous la cendre.	85	54	19	
		Après trempe à l'eau vers 850°, revenu vers 450°.	150	115	7	6

BOULONS ET ÉCROUS

Dans le *système international* (S.I.), le filet triangulaire est engendré par un triangle équilatéral *abc* (*fig.* 168) dont le côté égale le pas p, et tronqué au sommet et à la base par des parallèles à l'axe écartées de ces points de $\frac{1}{8}$ de la hauteur h du triangle. La hauteur k du filet est :

$$h = 0{,}65p.$$

Le diamètre extérieur du filet est :

$$D_1 = D - 0{,}216p.$$

Le diamètre d_1 du noyau :

$$d_1 = D - 1{,}516p = D_1 - 1{,}3p.$$

Les pas adoptés dans le système international, d'après les diamètres, sont les suivants, jusque 100 millimètres :

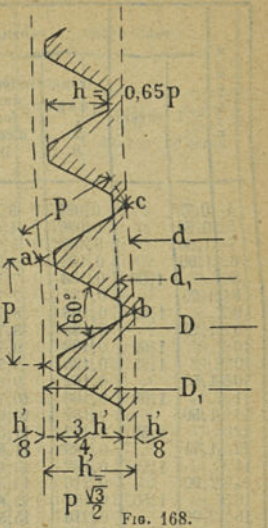


FIG. 168.

D	P	D	P
millimètres	millimètres	millimètres	millimètres
6	1	36, 38, 40	4
8	1,25	42, 44	4,5
10	1,50	48, 52	5
12	1,50	56, 60	5,5
14	2	64, 68	6
16	2	72, 76	6,5
18, 20, 22	2,5	80, 84	
24, 26, 28	3	88, 92	7,5
30, 32, 34	3,5	96, 100	8

Pour éviter un trop grand nombre de longueurs de boulons d'un même diamètre, on donne dans les études aux bossages des hauteurs telles que les longueurs de tiges varient de 5 en 5 millimètres ou de

DIAMÈTRES nominaux	PAS		PROFIL S. F.			PROFIL S. I.		
	S. I.	divers	trou-quage $\frac{h'}{8}$	extérieur de vis fond d'écrou D_1	noyau de vis trou d'écrou d_1	trou-quage $\frac{h'}{16}$	extérieur de vis fond d'écrou	noyau de vis trou d'écrou
4	0,75		0,081	3,84	2,86	0,040	3,92	2,78
5	0,90		0,096	4,84	3,86	0,040	4,92	3,78
7	1,00		0,108	5,78	4,49	0,054	5,89	4,38
6	1,00		0,108	6,78	5,49	0,054	6,89	5,38
8		1,00	0,108	7,78	6,49	0,054	7,89	6,38
8	1,25		0,135	7,73	6,11	0,062	7,86	5,98
9		1,00	0,108	8,78	7,49	0,054	8,79	7,38
9	1,25		0,135	8,73	7,11	0,062	8,86	6,98
10		1,00	0,108	9,78	8,49	0,054	9,89	8,38
10		1,25	0,135	9,73	8,11	0,062	9,86	7,98
10	1,50		0,162	9,68	7,72	0,081	9,84	7,56
11		1,00	0,108	10,78	9,49	0,054	10,89	9,38
11	1,50		0,162	10,68	8,72	0,081	10,84	8,56
12		1,50	0,162	11,68	9,72	0,081	11,84	9,56
12	1,75		0,189	11,62	9,35	0,094	11,81	9,16
14		1,50	0,162	13,68	11,72	0,081	13,84	11,56
14	2,00		0,216	13,57	10,97	0,108	13,78	10,75
16		1,50	0,162	15,68	13,72	0,081	15,84	13,56
16	2,00		0,216	15,57	12,97	0,108	15,78	15,75
18		1,50	0,162	17,68	15,72	0,081	17,84	15,56
18		2,00	0,216	17,57	14,97	0,108	17,78	14,75
18	2,50		0,270	17,46	14,59	0,135	17,73	14,32
20		1,50	0,162	19,68	17,72	0,081	19,84	17,56
20		2,00	0,216	19,57	16,97	0,108	19,78	16,75
20	2,50		0,270	19,46	16,59	0,135	19,73	16,32
22		2,00	0,216	21,57	18,97	0,108	21,78	18,75
22	2,50		0,270	23,46	18,59	0,135	21,73	18,32
24		2,00	9,216	22,57	20,97	0,108	23,78	20,75
24		2,50	0,270	23,46	20,59	0,135	23,73	20,32
24	3,00		0,324	23,35	19,46	0,162	23,68	19,14
27		2,00	0,216	26,57	23,97	0,108	26,78	23,75
27	3,00		0,324	26,35	22,46	0,162	26,68	22,14
				extérieur de vis	trou d'écrou		fond d'écrou	noyau de vis

DIAMÈTRES nominaux	PAS		PROFIL S. F.			PROFIL S. I.		
	S. I.	divers	tronquage $\frac{h'}{8}$	extérieur de vis fond d'écrou D_1	noyau de vis trou d'écrou d_1	tronquage $\frac{h'}{16}$	extérieur de vis fond d'écrou	noyau de vis trou d'écrou
30		2,00	0,216	29,57	26,97	0,108	29,78	26,75
30	3,50		0,378	29,24	24,70	0,189	29,68	24,32
33		2,00	0,216	32,57	29,97	0,108	32,78	29,75
33	3,50		0,378	32,24	27,70	0,189	32,62	27,32
36		2,00	0,216	35,57	32,97	0,108	35,78	32,75
36	4,00		0,432	35,14	29,94	0,216	35,57	29,51
39		2,00	0,216	38,57	35,97	0,108	38,78	35,75
39	4,00		0,432	38,14	32,94	0,216	38,57	32,51
42		2,00	0,216	41,57	38,97	0,108	41,78	38,75
42		2,50	0,270	41,46	38,59	0,135	41,73	38,32
42	4,50		0,486	41,03	35,15	0,243	41,51	34,66
45		2,00	0,216	44,57	41,97	0,108	44,78	41,75
45		2,50	0,270	44,46	41,59	0,135	44,73	41,32
45	4,50		0,486	44,03	38,15	0,243	44,51	37,66
48		2,00	0,216	47,57	44,97	0,108	47,78	44,75
48		2,50	0,270	47,46	44,59	0,135	47,73	44,32
48	5,00		0,540	46,96	40,43	0,270	47,46	39,89
52		2,00	0,216	51,57	48,97	0,108	51,78	48,75
52		2,50	0,270	51,46	48,59	0,135	51,73	48,32
52	5,00		0,540	50,96	44,43	0,270	51,46	43,89
56		2,00	0,216	55,57	54,97	0,108	55,78	54,75
56		2,50	0,270	55,46	54,59	0,135	55,73	54,32
56	5,50		0,594	54,81	47,77	0,297	55,41	47,18
60		2,50	0,270	59,46	56,59	0,135	59,73	56,32
60	5,50		0,594	58,81	51,77	0,297	59,41	51,18
				extérieur de vis	trou d'écrou		fond d'écrou	noyau de vis
			Système mixte					

10 en 10 millimètres, celles-ci dépassant les écrous de 2 millimètres, sans compter l'arrondi (*fig.* 169).

La longueur l de la tige est alors :

$$l = 5n \quad \text{ou} \quad = 10n,$$

et la hauteur h de serrage :

$$h = 5n - d - 2$$

ou

$$10n - d - 2,$$

n étant un nombre entier, pair ou impair.

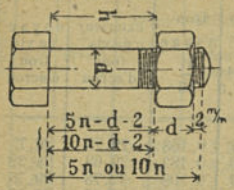


Fig. 169.

Systèmes de filetages triangulaires. — Les deux formes de filets triangulaires les plus employées sont celles du système international (S. I.) et du système français (S. F.). Dans l'un et l'autre système, le filet est engendré par un triangle équilatéral dont les côtés sont égaux aux pas, l'un des sommets coïncidant avec le diamètre extérieur nominal de la vis.

Dans le système international, les filets sont tronqués à l'extérieur et au fond par un arrondi de forme facultative diminuant leur hauteur de $\frac{1}{16}$ et commençant à $\frac{1}{8}$ de cette hauteur.

Dans le système français, les filets sont tronqués par des parties droites distantes des sommets de $\frac{1}{8}$ de la hauteur du triangle.

Un écrou ou une vis de l'un des systèmes ne montent pas sur une vis ou un écrou de l'autre.

Les pas employés pour la visserie et la boulonnerie sont donnés dans la première colonne au *pas* du tableau suivant.

Ce tableau donne les diamètres séries des extrémités et des fonds des filets suivant les pas et les systèmes.

Filetage normal anglais (Whitworth).

L'angle au sommet du triangle isocèle a 55° ; le fond et le sommet du filet sont arrondis par un arc de cercle tangent à une troncature menée à $\frac{1}{6}$ de la hauteur du triangle.

On a donc :

$$d = 0{,}64033p,$$
$$r = p \times 0.1375,$$
$$l = 0{,}96049p.$$

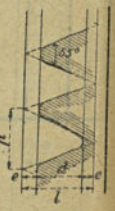
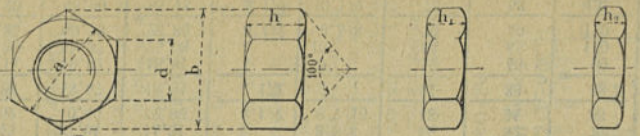


Fig. 170.

DIAMÈTRE extérieur du filet d		DIAMÈTRE extérieur du noyau d_1	SECTION du noyau $\frac{\pi d_1^2}{4}$	NOMBRE DE PAS dans 1 pouce anglais	NOMBRE DE PAS dans la longueur d	HAUTEUR de l'écrou (arrondi) h_1	HAUTEUR de la tête (arrondi) h_0	OUVERTURE de la clef (arrondi) s_0	DIAMÈTRE du cercle circonscrit au six-pans D
pouces	mm.	mm.	mm²			mm.	mm.	mm.	mm.
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	11	13,0
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 5/8	8	6	14	16,5
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	17	20,0
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	20	23,0
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	22	25,5
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	28	32,5
3/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	38,0
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	39	45,0
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	44	51,0
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	50	58,0
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	55	63,5
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	61	70,5
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	28	27	66	76,5
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	72	83,0
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	77	89,0
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	83	96,0
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	88	102,0
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	99	114,0
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	110	127,0
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	120	139,0
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	131	151,5

SÉRIE NORMALE D'ÉCROUS HEXAGONAUX

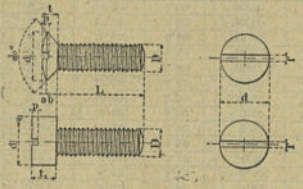


(Dimensions correspondantes aux pièces terminées.)

Diamètre nominal d	Pas.	Largeur de clef a	Dimension sur angles b	Hauteur pour E normal	bas	très bas	Diamètre nominal d	Pas.	Largeur de clef a	Dimension sur angles b	Hauteur pour E normal	bas	très bas
2,5	0,45	4	4,6	2,5			22	2,5	35	40,4	22	15	11
3	0,60	5	5,75	3			24	3	38	43,9	24	16	12
3,5	0,60	6	6,9	3,5			27	3	42	48,3	27	18	13,5
4	0,75	7	8	4			30	3,5	46	52,9	30	20	15
4,5	0,75	7	8	4,5			33	3,5	50	57,5	33	22	16,5
5	0,90	8	9,2	5			36	4	54	62	36	24	18
5,5	0,90	9	10,4	5,5			39	4	58	66,6	39	26	19,5
6	1	10	11,5	6	4	3	42	4,5	63	72,4	42	28	21
7	1	12	13,8	7	5	3,5	45	4,5	67	77	45	30	22,5
8	1,25	14	16,8	8	6	4	48	5	71	81,6	48	32	24
9	1,25	16	18,4	9	6	4,5	52	5	77	88,5	52	35	26
10	1,50	17	19,6	10	7	5	56	5,5	82	94,2	56	38	28
11	1,50	19	21,8	11	7	5,5	60	5,5	88	101,2	60	40	30
12	1,75	21	24	12	8	6	64	6	94	108	64	43	32
14	2	23	26,4	14	10	7	68	6	100	115	68	46	34
16	2	26	30	16	11	8	72	6	105	120,7	72	48	36
18	2,5	29	33,5	18	12	9	76	6	110	126,5	76	51	38
20	2,5	32	36,8	20	14	10	80	6	116	133,4	80	54	40

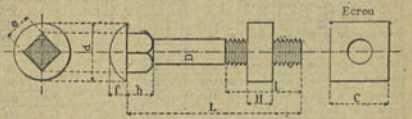
Fabrication : bruts de forge ; tournés avec pans francs ; tournés avec pans taillés ; décolletés dans la barre étirée ; décolletés et polis, découpés et estampés à froid. —

VIS A MÉTAUX



Diamètre D	Pas P	Hauteur de la tête fraisée t	a	b	Hauteur de la tête cylindrique t_1	Diamètre de la tête d	Largeur f	Rainure Profondeur p	Longueur L											
3	0,5	2	0,5	1,5	3	6	1	1	10	15	20	25								
4	0,75	2	0,5	1,5	4	7	1	1		15	20	25	30							
5	0,50	3	1	2	5	9	1	1,5		15	20	25	30	35						
6	1,00	3,5	1	2,5	6	11	1	1,5			20	25	30	35	40					
8	1,25	4	1	3,5	7	15	1,5	2				25	30	35	40	45	50	55	60	
10	1,50	5	1,5	4	9	18	1,5	2					30	35	40	45	50	55	60	
12	1,75	6,5	1,5	5	11	22	2	2,5						35	40	45	50	55	60	

BOULONS DE CARROSSERIES

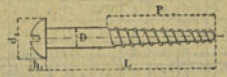


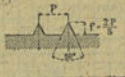
Diamètre D	Pas P	Tête diam^re d	Tête flèche f	Collet carré Côté e	Collet carré haut^r h	Ecrou Côté C	Ecrou haut^r H	Longueur à partir filetée l	Longueur totale tête non comprise L													
6	1,00	14	3	6	6	17	6	20	30	40	50											
8	1,25	18	5	8	8	21	8	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120				
10	1,50	22	7	10	10	24	10	30		40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140		
12	1,75	26	9	12	12	27	12	35				60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	
14	2,00	30	11	14	14	31	14	40						80	90	100	110	120	130	140	150	

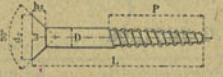
BOULONS D'AILES

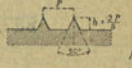
6	1,00	30	5	»	»	14	6	25	30	40												
	»																					

VIS A BOIS.









Diamètre D	Pas P	Tête ronde diamètre d_1	Tête ronde hauteur h_1	Tête fraisée plate diamètre d_2	Tête fraisée plate hauteur h_2
1,50	0,70	2,80	1,30	3,10	0,85
1,75	0,85	3,30	1,35	3,60	1,00
2,00	1,00	3,80	1,75	4,10	1,10
2,25	1,10	4,20	2,00	4,60	1,25
2,50	1,20	4,70	2,20	5,10	1,40
2,75	1,30	5,20	2,40	5,60	1,55
3,00	1,40	5,70	2,70	6,30	1,70
3,50	1,57	6,20	3,10	7,30	2,00
4,00	1,75	7,70	3,50	8,30	2,30
4,50	1,92	8,70	3,90	9,30	2,60
5,00	2,10	9,60	4,30	10,30	2,90
5,50	2,27	10,50	4,70	11,30	3,10
6,00	2,45	11,50	5,10	12,00	3,30
6,50	2,62	12,40	5,40	13,00	3,50
7,00	2,80	13,30	5,80	14,00	3,80
8,00	3,20	15,20	6,40	16,00	4,40
9,00	3,70	17,00	6,90	18,00	4,90
10,00	4,20	19,00	7,50	20,00	5,40

Diamètre D	Longueur totale (Tête non comprise pour les vis à tête ronde; Tête comprise pour les vis à tête fraisée plate) L																																							
1,50	4	5	6	7	8	9	10	13	15	17	20	22	25																											
1,75	4	5	6	7	8	9	10	13	15	17	20	22	25																											
2,00	4	5	6	7	8	9	10	13	15	17	20	22	25																											
2,25				7	8	9	10	13	15	17	20	22	25	27	30	35																								
2,50				7	8	9	10	13	15	17	20	22	25	27	30	35																								
2,75				7	8	9	10	13	15	17	20	22	25	27	30	35	40																							
3,00				7	8	9	10	13	15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55																				
3,50				7	8	9	10	13	15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90														
4,00							10	13	15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90														
4,50							10	13	15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
5,00								13	15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
5,50									15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
6,00									15	17	20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
6,50											20	22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
7,00												22	25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
8,00													25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
9,00																35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													
10,00																	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100													

CLAVETTES

Les clavettes des pièces fixes ont l'une des formes représentées par les figures 171, 172, 173. La première est noyée dans l'arbre d'environ la moitié de sa hauteur ; les extrémités sont arrondies en demi-cercle, la rainure étant faite avec une fraise en bout. La largeur b est d'environ le 1/4 du diamètre de l'arbre et la hauteur h les 2/3 de la largeur b.

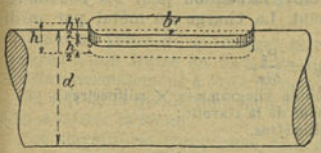


Fig. 171.

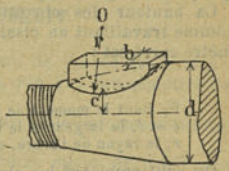


Fig. 172.

Les clavettes (*fig.* 181) sont découpées dans un disque de rayon r et d'épaisseur b et noyées en partie dans une rainure faite avec une fraise sur champ. Le centre o de cette rainure doit être assez écarté de l'arbre pour permettre le passage du porte-fraise. Leur largeur b est d'environ 1/5 du diamètre de l'arbre.

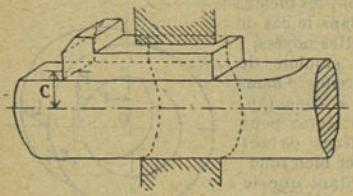


Fig. 173.

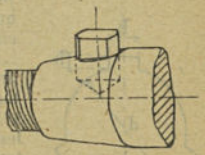


Fig. 174.

Les clavettes à tête (*fig.* 174) ont les mêmes dimensions que les premières. On leur donne une pente de 2 à 3 0/0 pour le serrage, ainsi qu'à la rainure de la pièce à claveter. Les fonds de rainures se cotent à partir de l'axe de l'arbre.

On choisit les dimensions des clavettes de façon à n'avoir qu'un

petit nombre de barres d'acier pour tous les diamètres d'arbres, par exemple :

2	sur 3	millimètres	pour les diamètres de	8 à 12	millimètres ;
3	4	—	—	13 à 16	—
4	6	—	—	17 à 25	—
6	8	—	—	26 à 35	—
8	10	—	—	36 à 45	—
10	12	—	—	40 à 50	—

Les ergots ainsi que les vis entre cuir et chair ne sont employés que pour des pièces ayant peu de fatigue.

La hauteur des clavettes étant faible, on peut les considérer comme travaillant au cisaillement. La charge du métal par millimètre carré est :

$$R_2 = \frac{P\rho}{blr},$$

$P\rho$ étant le moment de torsion en kilogrammes $\times$ millimètres ;
b et l, la largeur et la longueur de la clavette ;
r, le rayon de l'arbre, en millimètres.

On peut employer les clavettes noyées et maintenues par des vis ou des rivets pour entraîner des pièces coulissant longitudinalement, lorsque le travail transmis est faible par rapport aux dimensions des pièces et sans à-coups. Cette disposition ne convient pas pour les arbres de changements de vitesses des automobiles, où les efforts sont très grands et très variables. On emploie alors des clavettes prises dans la masse de l'arbre, au nombre de deux, trois ou quatre, par des fraises de profil convenable (*fig.* 175). Leur largeur et leur saillie sont les mêmes que dans le cas de clavettes noyées.

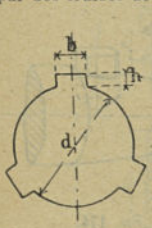


Fig. 175.

On emploie de préférence le montage à cône (*fig.* 175) et écrou pour les pièces devant tourner bien rond en évitant que le dessus de la clavette ne porte au fond de la rainure de la pièce.

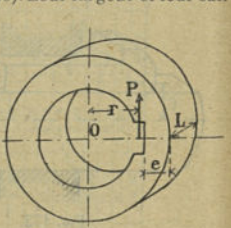


Fig. 176.

Pour les clavettes à tête, le frottement entre l'arbre et la pièce, résultant du serrage de la clavette, contribue à l'entraînement et diminue d'autant l'effort de celle-ci que l'on peut même se dispenser de noyer dans l'arbre, qui porte seulement un plat. Une clavette

sans serrage exerce sur la pièce clavetée un effort (*fig.* 176) :

$$F = \frac{P_\rho}{r},$$

P_ρ étant le moment de torsion.

Cette force tend à ouvrir la pièce. On peut la considérer comme entièrement supportée par la section e ; la charge du métal est alors :

$$R_p = \frac{F}{eL} = \frac{P_\rho}{eLr},$$

les unités étant le kilogramme et le millimètre.

CLAVETAGE WOODRUFF

Dans ce genre de clavetage, la rainure de l'arbre est taillée au moyen d'une fraise en forme de disque, que l'on fait pénétrer dans l'arbre normalement à l'axe de celui-ci.

Il suit de là que le fond de la rainure présente la forme courbe que lui a laissée la fraise.

La clavette est tronçonnée dans une barre étirée de profil convenable ; ce profil a l'aspect bien connu du fer demi-rond, mais avec deux facettes latérales (*fig.* 177).

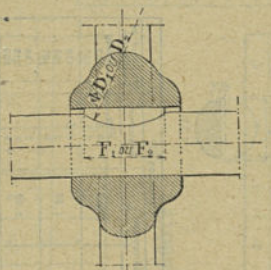
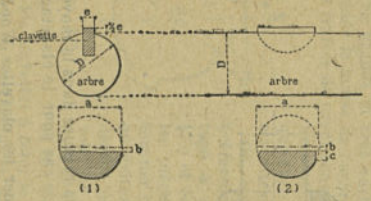


Fig. 177.

Dans le cas du clavetage Woodruff, la rainure dans le moyeu peut être taillée obliquement, comme c'est le cas pour le clavetage ordinaire.

Il convient d'ailleurs de proportionner les clavettes Woodruff de telle manière que les mêmes moyeux s'adaptent indistinctement à ces clavettes et aux clavettes ordinaires.

CLAVETTES CIRCULAIRES



Diamètre de l'arbre D	Clavettes (1) Dimensions a	Dimensions b	Épaisseur	Résistance au Cisaillement
8 à 11 m/m	12 m/m,7	1 m/m,19	2 m/m	100 Kg
9,5 à 15,5			2,5	103
14 à 19			3	121
9,5 à 15,5	15,8	1,59	2,5	129
14 à 19			3	153
19 à 25,4			4	197
14 à 19	19	1,59	3	189
19 à 25,4			4	218
25,4 à 32			5	300
19 à 25,4	22,2	1,59	4	295
25,4 à 32			5	362
			6	426
25,4 à 32	24,4	1,59	5	422
30 à 38			6	500
36,5 à 46			7	572
			8	644
25,4 à 32	28,6	1,98	5	477
30 à 38			6	565
37,5 à 46			7	650
			8	735

Diamètre de l'arbre D	Clavettes (1) Dimensions a	Dimensions b	Épaisseur	Résistance au cisaillement Kg.
25,4 à 32	31,7	1,98	5 m/m	534
30 à 38			6	633
36,5 à 46			7	732
			8	831

Diamètre de l'arbre D	Clavettes (2) Dimensions a	Dimensions b	Dimensions c	Épaisseur	Résistance au cisaillement Kg.
30 à 38	34 m/m,9	2 m/m,38	0	6 m/m	700
36,5 à 46				7	808
44,5 à 64				8	913
				9	1,018
36,5 à 46	38,1	2,78	0	7	855
44,5 à 64				8	1.000
				9	1.100
				10	1.220
30 à 38	54,0	13,5	2,38	6	1.030
36,5 à 46				7	1 165
44,5 à 64				8	1.275
				9	1.410
				10	1.545
36,5 à 46	69,8	15,87	3,3	7	1.573
44,5 à 64				8	1.771
				9	1.959
				10	2.147
				11	2.335
44,5 à 64	88,9	20,64	4,75	8	2.080
				9	2.320
				10	2.553
				11	2.795
				12	3.030

CLAVETTES PLATES

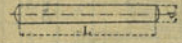
Epaisseur e	4	3 4	4 6	5 7	6 8	7 9	8 10
Largeur t	4	6	8	10	12	14	16

ERGOTS

Diamètre D	2	3	6	8
Pas P	0,50	0,50	1,00	1,25
Longueur du filetage P	4	4	5	5
Hauteur de la tête h	3	3	4	4

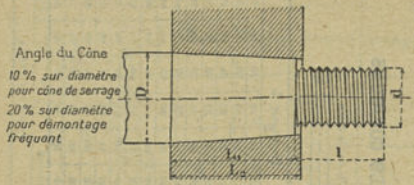
GOUPILLES CONIQUES

Cône 2 % sur le diam.



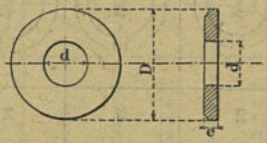
Diamètre d	Longueur L									
2	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22
2,5				17	18	19	20	22	24	26
3				21	22	23	24	26	28	30
3,5				25	26	27	28	30	32	34
4				29	30	31	33	34	36	38
4,5				33	34	35	36	38	40	42
5				37	38	39	40	42	44	46
5,5				41	42	43	44	46	48	50
6				45	46	47	48	50	52	54
6,5				49	50	51	52	54	56	58
7				53	54	55	56	58	60	62
8				58	60	62	64	66	68	70
9				66	68	70	72	74	76	78
10				74	76	78	80	82	84	86

EMMANCHEMENTS CONIQUES



Grand diamètre du cône D	Longueur du cône L_1	Longueur de l'emboitage L_2	Bout fileté Diamètre d	Bout fileté Longueur l	Bout fileté Pas P
12	17	18	8	12	1,25
14	20	21	10	15	1,50
16	23	24	10	15	1,50
18	26	27	12	18	1,75
20	29	30	14	21	2,00
22	32	33	14	21	2,00
24	35	36	16	24	2,00
26	37,5	39	16	24	2,00
28	40,5	42	18	27	2,50
30	43,5	45	20	30	2,50
32	46,5	48	22	33	2,50
34	49,5	51	22	33	2,50
36	52,5	54	24	36	2,50
38	55	57	26	39	2,50
40	58	60	26	39	2,50
42	61	63	28	42	2,50
44	64	66	30	45	2,50
46	67	69	30	45	2,50
48	70	72	32	48	2,50
50	73	75	34	51	2,50
55	80	82,5	36	54	2,50
60	87,5	90	40	60	2,50
65	95	97,5	44	66	2,50
70	102	105	46	69	2,50
75	109,5	112,5	50	75	2,50
80	117	120	54	81	2,50

RONDELLES PLATES



Diamètre du boulon	Diamètres Intérieur d	Extérieurs appui sur métal D	Extérieurs appui sur bois D	Épaisseur e
6	6,5	12	18	2
7	7,5	14	20	2
8	8,5	16	24	2,5
9	9,5	18	26	2,5
10	10,5	20	28	3
12	12,5	24	32	3
14	14,5	28	38	3,5
16	16,5	32	42	4
18	18,5	36	46	4
20	20,5	40	52	4,5
22	22,5	44	56	4,5
24	24,5	48	60	4,5
26	26,5	52	64	5
28	28,5	56	68	5
30	30,5	60	72	5

RONDELLES ÉLASTIQUES GROWER A SECTION CARRÉE

Acier fondu trempé à 850° et revenu à 425°.

Diamètre du boulon	Figure	Diamètre du boulon	Figure	Diamètre du boulon	Figure
10	15 / 2,25	4	4,5 / 25 / 1,5	20	30 / 4,5
12	18,2 / 2,75	5	5,5 / 8,5 / 1,5	22	32 / 4,5
14	22 / 3,5	6	6,5 / 10 / 1,75	24	35 / 5
16	24,2 / 3,5	7	7,5 / 11 / 1,75	27	38 / 5
18	27,3 / 4	8	8,5 / 12,5 / 2		

Rondelles Grover.

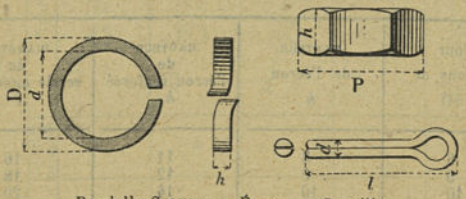
Pour boulons de (SI)	DIAMÈTRE du trou de la rondelle d	CÔTÉ du sol h	Pour boulon de (SI)	DIAMÈTRE du trou de la rondelle d	CÔTÉ du sol h
6	6,5	1,5	12	12,5	3
7	7,5	1,5	14	15	3,5
8	8,5	2	16	17	4
9	9,5	2	18	19	4,5
10	10,5	2,5	20	21	5
11	11,5	2,5			

Dimensions normales des écrous.

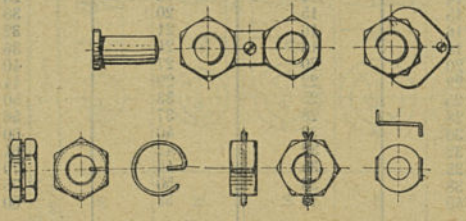
Pour boulons de (SI)	HAUTEUR de l'écrou h	HAUTEUR de l'écrou renforcé h_1	DIAMÈTRE du cercle circonscrit P
8	8	11	16
9	9	12	18
10	10	14	20
12	12	16	24
14	14	18	28
15	15	20	30
16	16	21	32
18	18	24	36
20	20	27	40
22	22	29	44
25	25	33	50
28	28	37	56
30	30	40	60
32	32	42	64
35	35	46	70
38	38	50	76
40	40	53	80

Dimensions normales des goupilles.

LONGUEUR l	DIAMÈTRE du trou de goupille d	LONGUEUR l	DIAMÈTRE du trou de goupille d
millimètres	millimètres	millimètres	millimètres
16	2	44	6
18	2	50	6
20	3	56	7
24	3	60	7
28	3	64	8
30	4	70	9
32	4	76	10
36	5	80	10
40	5		



Rondelle Grover. — Écrou. — Goupille.



Dispositifs pour arrêt d'écrou.

Fig. 178.

Cônes métriques.

Conicité 1/20. Les cônes métriques numéros 1, 2 et 3 sont exactement identiques aux cônes Morse, de sorte que ces deux systèmes peuvent être interchangeables.

		Cônes avec meneur										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Diamètre maximum du cône	D	12	18	24	32	40	50	60	70	80	90	100
Longueur du cône dans la douille	$L=2D+60$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
____ d° ____ hors de la douille	$l=0.1D$	4	4	4	4	4	5	6	7	8	9	10
Diamètre minimum du cône	$d=0.9D-3$	9	14	19	26	33	42	51	60	69	78	87
Longueur du meneur	$a=0.2D+8$	8	10	22	14	16	18	20	22	24	26	28
Epaisseur du meneur	$b=0.3D+2$	5	6.5	8	11	14	17	20	23	26	29	22
		Cônes à bout fileté										
Diamètre maximum du cône	D	24	32	40	50	60	70	80	90	100	—	—
Longueur du cône dans la douille	$L=1.8D+52$	88	106	124	142	160	178	196	214	232	—	—
____ d° ____ hors de la douille	$l=0.1D$	4	4	4	5	6	7	8	9	10	—	—
Diamètre minimum du cône	$d_f\ 0.91D-2.6$	19.6	26.1	33.8	42.9	52	61.1	70.2	79.3	88.4	—	—
		Cône intérieur de la douille ou dimensions de la queue de l'alésoir										
Diamètre maximum du cône	D	12	18	24	32	40	50	60	70	80	90	100
Longueur du cône dans la douille	$L_2=1.85D+52$	54	71	88	108	126	144.5	163	185	200	218.5	237
____ d° ____ hors de la douille	l	4	4	4	4	4	5	6	7	8	9	10
Diamètre minimum du cône	d_2	9.3	14.5	19.6	26.6	33.7	42.775	51.85	60.925	70	79.075	88.15

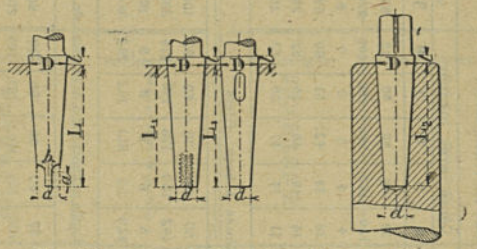


Fig. 179 correspondante au tableau de la page 229.

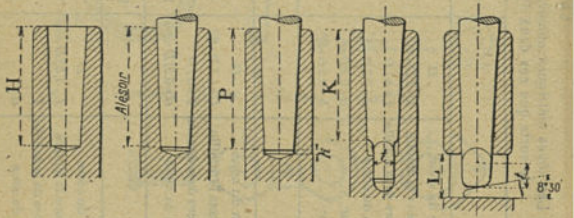


Fig. 180 correspondante au tableau de la page 232

Tableau original de la Morse Twist dril and Machine Co.

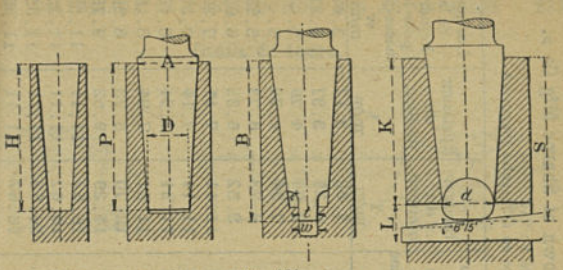


FIG. 181.

Nos	Diam. du cône à l'extrémité la plus faible D m/m	Diam. du cône à l'extrémité de la douille A m/m	Longueur normale du côté du cône P m/m	Longueur totale avec meneur B m/m	Longueur de l'alésage conique H m/m	Longr de la douille jusqu'à la lumière K m/m	Long de la lumière C m/m
0	6.40	9.04	50.80	59.53	51.59	49.21	19.29
1	9.37	12.06	53,97	65.09	55.56	52.39	19.05
2	14.53	17.78	65.09	77.79	66.67	63.50	22.22
3	19.76	23.82	80,96	95.25	82.55	77.77	26.99
4	25.91	31.27	103.19	120.65	104.77	98.42	31.75
5	37.46	44.40	131.76	152.4	133.35	125.41	38.10
6	53.74	63.35	184.15	211.13	187.32	177.80	44.45
7	69.85	83.06	254	295.27	257.17	241.30	66.67

Nos	Hauteur de la lumière W m/m	Hauteur du meneur T m/m	Diamètre du meneur d m/m	Epaisst du meneur t m/m	Rayon de raccord du meneur R m/m	Longueur du cône dans la douille s m/m	Rayon de l'extrémte du meneur a m/m
0	3.06	6,35	6,10	3.97	3.97	56,35	1,
1	5,41	7.94	8.89	4,76	4.76	60.32	1,3
2	6,6	9,52	13.49	6.35	6.35	73.02	1,5
3	8.18	11.11	19.05	7.94	7.14	90.49	2
4	12.14	12.70	24,61	11.91	7.94	114.30	2,5
5	16,13	15.87	35.72	15.87	9,52	146.05	3
6	19,30	22.22	50.80	19,05	12.70	203,20	3,8
7	28.83	34,92	68.26	28.57	19.05	285.74	4.6

Cônes Brown et Sharpe. — Tableau original de la « Brown et Sharpe Mfg Co ».

Tous les cônes Brown et Sharpe ont une conicité 1 : 24.
Leur échelle n'est pas régulière ; plusieurs grandeurs sont exécutées en différentes longueurs.

Nos	Diamètre du cône à l'extrémité la plus faible D m/m	Diamètre à l'extrémité de la douille A m/m	Longueur normale du cône P m/m	Longueur de l'alésage conique H m/m	Longueur de la douille jusqu'à la lumière K m/m	Longueur de la lumière pour le chasse-cône L m/m	Hauteur du meneur T m/m	Epaisseur du meneur t m/m	Largeur de la lumière pour le chasse-cône w m/m
1	5.08	6.07	23.81	26.99	23.81	9.52	9.52	3.17	3.43
2	6.35	7.59	30,16	33,34	29.76	12.70	6,35	3.97	4.21
3	7.92	9.78	44.45	47,62	43.65	15.87	7.94	4.76	5. »
3	7.92	10,03	60.80	53.97	50.00	15,87	7,94	4.76	5. »
4	8.89	10.21	31.75	34,92	30,56	17.46	8.73	8.73	5,79
5	11.43	13.28	44.45	47.62	42.86	19.05	9,52	6,35	6,60
6	12.70	15.21	50,32	63.50	58,34	22,22	11.11	7.14	7,39
6	12.70	16.13	82,55	85.72	80,56	22.22	11,11	7.14	7,39
7	15.24	18.41	76,20	79.37	73.82	23.81	11,91	7.94	8,18
7	15.24	19.46	101,60	104.77	73,82	23.81	11.91	7.94	8,18
8	19.05	22.80	90,48	93.66	87,71	25,40	12,70	8,73	8,96
9	22.86	27.08	101.60	104.77	98.42	28.57	14,29	9,52	9,78
10	26.53	32,00	127,00	130,17	123.03	33,34	16,67	11,11	11,35
10	26.53	32.74	144,46	147,63	140,49	33,34	16,67	11.11	11,35
10	26.53	33.32	157,95	161,13	153.98	33,34	16,67	11,11	11,35
11	31.75	38.89	171.45	174,62	167,48	33,34	16,67	11.11	11,35
12	38.09	45,62	180.97	184.15	176.21	38,00	19.05	12.70	12,95

Outils de tours.

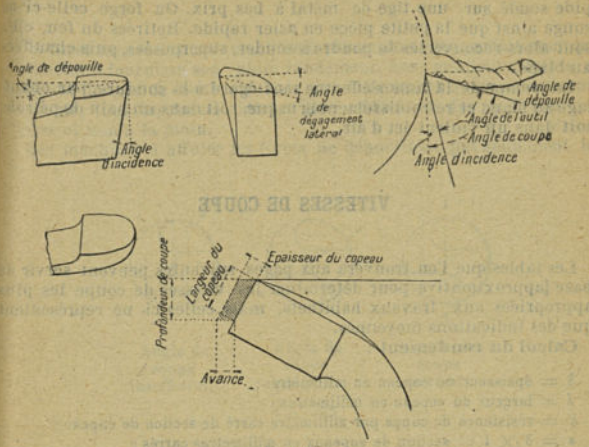


FIG. 182.

Matière	Angle de l'outil	Angle d'incidence	Angle de dépouille	Angle de dégag^nt latéral	Angle de coupe
Fonte et acier dur (de plus de 0.45 % de teneur en carbone ; résistance à l'allongement 45 kgs (mm²)	68°	6°	8°	14°	74°
Fonte dure	86°-90°	–	–	–	–
Acier dur étiré	74°	6°	5°	9°	80°
Acier doux (de moins de 0.45 de teneur en carbone et inférieur à 45 kgs. m/m² de résistance à l'allongement)	61°	6°	8°	22°	67°
Acier extra-doux (0.1 0.15 de teneur de carbone et d'environ 34 kgs. m/m² de résistance à l'allongement	moins de 61°	6°	12°	18°	67°

Les outils en acier rapide seront exécutés avantageusement avec tranchant rapporté, c'est-à-dire formés d'une petite pièce d'acier rapide soudé sur une tige de métal à bas prix. On forge celle-ci au rouge ainsi que la petite pièce en acier rapide. Retirées du feu, elles sont alors recouvertes de poudre à souder, superposées, puis chauffées au blanc.

La trempe de la lame s'effectue sans égard à la soudure, par chauffage au blanc et refroidissement brusque, soit dans un bain de pétrole, soit dans un violent jet d'air.

VITESSES DE COUPE

Les tables que l'on trouvera aux pages suivantes peuvent servir de base approximative pour déterminer les vitesses de coupe les plus appropriées aux travaux habituels, mais celles ci ne représentent que des indications moyennes.

Calcul du rendement :

δ = épaisseur du copeau en millimètres ;
l = largeur du copeau en millimètres ;
k = résistance de coupe par millimètre carré de section de copeau ;
$s = \delta \times l$ = section de copeaux en millimètres carrés ;
v = vitesse de coupe en mètres par seconde $= v \times 60$ mètres/minutes
$K = s \times k$ = résistance de coupe en kilogrammes.

Le rendement de l'outil doit donc être de :

$$R = \frac{k \times v}{75} \text{ en HP.}$$

La valeur de k suivant la dureté de la matière et l'état du tranchant est de :

Pour la fonte	$k = 70$	jusqu'à	120	kilogrammes par millimètre carré ;	
— le fer forgé	$k = 110$	à	170	—	—
— l'acier	$k = 160$	à	240	—	—

D'une manière générale, pour les grandes épaisseurs de copeau, la valeur de k est moins élevée que pour les petites.

FORETS

Le foret monté sur une machine à percer doit être parfait pour que la machine fournisse son plein rendement. Les meilleurs forets ne peuvent donner de bons résultats que s'ils sont entretenus convenablement ; tous les forets doivent être affûtés sur des machines spéciales et non à la main.

Les machines à affûter les forets ne dépouillent pas seulement les

Angle de coupe insuffisant. Angle de coupe exagéré. Angle de coupe normal.

Fig. 183.

deux lèvres d'une façon parfaitement conique, en leur donnant l'angle de coupe approprié de 118°, mais amènent également la pointe du foret au centre et à l'inclinaison voulue.

Avec les machines à percer actuelles, les forets en acier rapide s'imposent absolument.

Vitesses de coupe et de perçage.

Type de machine	Opérations	Vitesses de Coupe en mètres par minute																	
		Fonte				Acier coulé		Acier doux		Fer forgé et Acier						Laiton et Bronze			
		Ordinaire		Dure						30 40 Kg résis		50 70 Kg résis		80 90 Kg résis		Ordinaire		Dur	
		Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide
Machines à fraiser	Ebauch. long. et transv.	10_16	18_30	8_10	10_16	8_14	16_25	10_16	18_30	18_22	24_30	12_18	15_25	6_10	12_18	30_40	45_60	20_30	35_50
	Ebauchage circulaire	8_14	15_25	6_8	8_12	6_12	14_22	8_14	16_25	16_20	20_26	10_16	14_22	6_10	10_15	25_35	30_50	15_25	25_35
	Défonçage de dents	8_12	14_20	4_6	8_10	5_10	12_20	8_12	14_22	10_16	16_24	8_14	12_20	4_8	8_12	18_25	30_40	15_18	25_30
	Finissage	12_20	24_38	8_12	14_18	10_18	18_28	12_18	20_35	20_25	35_45	14_18	24_32	8_12	16_22	40_50	50_70	25_35	40_60
	Fraisage de vis	—	—	—	—	—	—	—	—	10_15	16_20	6_10	12_18	2_4	6_12	—	—	—	—
Raboteuses et Mortaiseuses		8_10	10_15	7_9	10_12	8_10	10_15	8_10	10_15	8_12	12_16	8_10	10_14	7_9	10_12	12_18	15_20	10_15	12_18

	Fer forgé et Acier					Fonte				
	Vitesse circonférent.lle de la pièce avec		de la meule	Profondeur de la passe de la meule	Avance de la meule par révolution de la pièce	Vitesse circonférentielle de la pièce avec		de la meule	Profondeur de la passe de la meule	Avance de la meule par révolution de la pièce
	Diam jusqu'à 50 mm	Diam jusqu'à 150 mm				Diam jusqu'à 50 mm	Diam jusqu'à 150 mm			
Mnes à rectifier entre pointes	10_12	15	25_35	0,01 _ 0,05	1/2 _ 3/4 de la largeur de la meule	12_15	18_20	25	0.01 _ 0.1	3/4 _ 5/6 de la largeur de la meule

Vitesses de coupe et de perçage (*Suite*).

Type de machine	Opérations	Vitesses de Coupe en mètres par minute																	
		Fonte				Acier coulé		Acier doux		Fer forgé et Acier						Laiton et Bronze			
		Ordinaire		Dure						30-40 Kg résis		50-70 Kg résis		80-90 Kg résis		Ordinaire		Dur	
		Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide	Acier à Outils	Acier rapide
Tours	Ebauchage	6-12	14-20	4-6	8-10	6-12	12-18	8-14	15-22	12-16	20-30	10-14	16-24	6-10	12-18	25-35	30-40	15-22	20-30
	Finissage	12-18	18-24	8-10	14-18	10-18	16-24	14-20	20-28	14-20	28-32	12-18	22-28	8-12	16-20	30-40	40-50	25-28	30-40
	Alésage	3-6	4-10	2-3	2-4	2-4	4-8	3-6	4-10	3-6	8-10	3-5	4-8	2-3	2-4	10-15	14-20	8-10	10-12
	Filetage *	5-8	10-15	3-6	6-10	5-8	10-15	5-8	10-15	10-12	14-18	6-10	12-16	4-7	10-12	18-22	20-30	10-15	18-22
Tours auto et revolver.	Ebauchage	6-12	14-20	4-6	8-10	6-12	12-18	8-14	15-22	14-18	25-30	12-18	18-25	8-10	12-18	25-35	30-40	15-22	20-30
	Finissage	12-18	18-24	8-10	14-18	10-18	16-24	14-20	20-28	15-20	28-32	15-18	22-28	8-12	16-20	30-40	40-50	25-28	30-40
	Alésage	3-5	4-10	—	2-4	2-4	4-8	3-6	4-10	3-6	8-10	3-5	4-8	1-2	2-4	10-15	14-18	8-10	10-12
	Filetage **	2-5	4-8	2-3	2-4	2-4	4-8	2-4	4-8	3-6	6-10	2-5	5-8	—	2-3	8-15	10-18	6-8	8-12
Perceuses et aléseuses	Forets	8-12	16-24	4-8	8-12	6-12	16-22	8-14	18-24	12-18	22-30	10-18	18-25	8-12	15-20	25-35	30-40	15-22	20-30
	Barre d'alésage	6-12	14-20	4-6	8-12	6-12	12-18	8-14	14-20	12-16	16-22	8-12	12-18	6-8	10-12	20-25	25-30	15-20	18-25
	Alésage	3-6	4-10	—	2-4	2-4	4-8	3-6	4-10	3-6	8-10	3-5	4-8	2-3	2-4	10-15	14-20	8-10	10-12
	Pressage de surface	6-12	12-18	4-6	8-10	6-12	12-18	8-14	14-20	12-16	20-25	10-14	15-20	6-10	12-18	20-30	25-35	12-18	15-25
	Filetage	2-5	4-8	2-3	2-4	2-4	4-8	2-4	4-8	3-6	6-10	2-5	5-8	—	2-4	8-15	10-18	6-8	8-12

* à l'outil
** à la filière

MEULES ET MEULAGE

Nature et emploi des meules artificielles. — Les premières meules artificielles furent fabriquées en émeri. L'émeri est un corindon cristallisé altéré par des oxydes de fer, de silicium, etc. ; le corindon seul exerce une action abrasive.

L'abrasif artificiel le plus employé est l'alundon. Il est obtenu par la fusion de la bauxite, un oxyde d'aluminium amorphe, dans les fours électriques.

Il est, dans sa composition chimique, identique au corindon naturel, mais se distingue de celui-ci par une pureté et une dureté plus grandes.

Les meules en alundon, par suite de la ténacité et de l'uniformité de leur grain, s'adaptent d'une façon particulière à l'usinage de tous les métaux et spécialement des métaux à haute résistance et même du verre.

La compagnie Norton a mis sur le marché un produit désigné crystolon ; cet abrasif est un carbure de silicium ; sa dureté n'est dépassée que par celle du diamant ; les meules en ce produit sont surtout employées pour le travail des métaux à résistance faible.

Emploi des meules suivant leur procédé de fabrication.

Les principaux éléments influençant l'action des meules sont les suivants :

L'abrasif. — L'action de chacun d'eux est différente et peut être adaptable exactement à des travaux bien déterminés.

Le procédé de fabrication. — Les meules « Vitrifiées » sont satisfaisantes pour la plupart des opérations de meulage, 80 0/0 des meules utilisées sont de ce type.

Les meules « Silicates » n'ont pas un liant retenant les grains d'abrasif avec autant de force que les précédentes. Leur action est plus douce. Elles conviennent parfaitement pour les travaux où l'on veut éviter le moindre échauffement. Elles peuvent être fabriquées dans toutes les dimensions sans limite de diamètre et d'épaisseur.

Les meules « Élastiques » sont utilisées surtout lorsque l'on veut obtenir un haut degré de finition et où on ne peut employer de meules épaisses. Leurs qualités d'élasticité les rend indispensables pour certains travaux où l'épaisseur exigée rendrait dangereux l'emploi de meules vitrifiées. On fait des meules Élastiques ayant 0,6 de millimètre d'épaisseur.

Les meules « Vulcanites » sont employées quand la nature du travail exige une meule très mince, mais de très grande résistance.

La grosseur du grain. — En général, moins le travail demande de fini, plus le grain doit être gros. Pour l'ébauchage et le dégrossissage des bâtis, les plus gros grains de 8 à 24 peuvent être employés. Les N°s 24 à 60 sont couramment employés pour le meulage de gros outils, le meulage cylindrique et les travaux de précision en général. Pour le meulage des petits outils, forets, cames et travaux similaires, les n°s 46 à 80 sont préférés. Pour les opérations comportant un beau fini, les grains de 60 à 100 ou même plus fins dans quelques cas sont préférables.

Dans le surfaçage, où le contact de la meule et de la pièce est grand, les meules à gros grains sont communément employées (n°s 16 à 30), que ce soit une meule plate, boisseau ou cylindre.

Le grade. — D'une façon générale, on peut admettre qu'à matière dure il faut une meule tendre et inversement. Ceci s'explique par le fait que dans le travail d'un métal dur et pour une vitesse donnée, le liant devra être suffisamment tendre pour permettre aux grains usés de s'arracher assez vite pour que la meule présente toujours de nouvelles particules coupantes. Avec un métal tendre pour lequel les grains s'émoussent moins vite, le liant pourra être plus résistant afin de retenir les grains un peu plus longtemps.

Le grade d'une meule est établi pour une vitesse de la meule bien déterminée.

Les facteurs principaux à considérer dans le choix d'une meule sont :

a) La nature de la matière à travailler ;
b) La quantité de meulage à exécuter ;
c) La quantité de matière à enlever ;
d) Le type de machine employé ;
e) La vitesse de la pièce ;
f) La nature du meulage ou de la rectification ;
g) La qualité du fini que l'on veut obtenir ;
h) Travail à sec ou à l'eau ;
i) L'habileté de l'ouvrier.

Le tableau suivant donne en résumé une idée plus exacte des adaptations et de l'emploi des meules basés sur les facteurs énumérés ci-dessus.

Choix de l'abrasif. — *Facteurs d'influence*

Propriétés physiques de la matière à travailler	Employer les meules en Alundum pour les matières de grande résistance à la traction.	Aciers au Carbone. Aciers spéciaux. Aciers ordinaires. Aciers recuits. Fers corroyés. Fers malléables. Bronzes très durs. Tungstène, etc.
	Employer les meules en Crystolon pour les matières de basse résistance a la traction.	Fonte grise. Fontes de moulage. Laiton et bronze. Cuivre et aluminium. Marbre. Graphite. Perle. Caoutchouc. Cuir, etc.

Choix du procédé de fabrication. — *Facteurs d'influence :*

Dimensions des meules	Les meules de plus de 915 mm. de diamètre sont faites par le procédé Silicate. Les meules pour le tronçonnage, et extrêmement fines, peuvent être faites par les procédés élastiques et vulcanite. Les meules destinées à être soumises à des pressions inégales et devant présenter un certain degré d'élasticité peuvent être faites par les procédés élastique et vulcanite.
Vitesse de production	Employer les meules vitrifiées pour les productions les plus rapides.
Fini désiré	Employer les meules silicates au lieu de meules en grès naturel pour la coutellerie, etc. Employer les meules élastiques pour le haut fini désiré, quand le facteur production n'est pas une nécessité.

Choix du grain. — *Facteurs d'influence :*

Quantité de matière à enlever	Employer des meules à gros grains pour les fortes quantités à enlever.
Fini désiré	Employer des meules à grains fins pour les beaux finis, sauf dans les opérations de meulage à la machine.
Propriétés physiques des matières à travailler	Employer des meules à gros grains pour les matières ductiles, et des meules à grains plus fin pour matières dures, cassantes ou à textures dense.

Choix du grade. — *Facteurs d'influence :*

Propriétés physiques de la matière travaillée	Employer des meules dures pour le travail des matières tendres et inversement.
Surface de contact	Plus la surface de contact sera étroite, plus la meule devra être dure.
Vitesse de la pièce	Plus la vitesse de la pièce sera grande, plus le grade devra être dur et inversement.
Etat de la machine	Les paliers peuvent être ajustés. La machine peut être parfaitement fixée. La machine doit être de construction rigide.

Ne pas omettre qu'une meule doit toujours être employée à une vitesse bien déterminée. Elle agirait comme une meule plus dure si elle tournait plus vite et inversement si elle tournait plus lentement.

Montage des meules. — La première des précautions à prendre est de manier soigneusement les meules dans leur transport ou leur changement de place. Il faudra donc s'assurer en les « sonnant » avant le montage, qu'aucune fêlure n'en altère la résistance.

La vitesse d'essai est toujours marquée sur l'étiquette collée à la meule.

Les meules doivent toujours être montées entre flasques. Les flasques non évidées sont à rejeter. En outre, les flasques seront toujours munies à l'intérieur d'une rondelle de papier buvard compressible ou de caoutchouc.

Agglomérant des meules artificielles. — On distingue, en général, trois sortes d'agglomérants :

L'agglomérant céramique,
— au silicate,
— élastique.

Les meules à agglomérant céramique sont les plus employées, parce qu'elles s'adaptent très avantageusement à la majorité des travaux de meulage.

Les meules à agglomérant au silicate sont employées de préférence pour le travail des aciers fins, couteaux de table, ciseaux, etc., de même que pour certains travaux de rectification de surfaces planes, d'une manière générale, pour toutes les pièces se recuisant facilement. L'attaque des meules au silicate n'est pas aussi vive. Celles-ci

travaillent sous une pression plus faible que les meules vitrifiées et donnent un beau fini.

Les meules à agglomérant élastique, ainsi appelées parce que leur structure possède une certaine élasticité, s'emploient lorsque des meules très minces sont nécessaires.

Par dureté d'une meule, il faut entendre la résistance plus ou moins grande avec laquelle les grains de cette meule sont retenus entre eux par l'agglomérant. Elle est en relation directe avec la nature de l'agglomérant.

D'une manière générale, on peut dire qu'il faut prendre, pour une matière tendre, une meule dure et pour une matière dure une meule tendre, la meule s'émousse rapidement pour finir par se lustrer complètement ; on arrive à d'aussi mauvais résultats en utilisant une meule dont la dureté serait insuffisante.

Vitesses circonférentielles et nombre de tours des meules artificielles. — La vitesse de rotation des meules dépend entièrement de leur dureté, de la grosseur de leur grain et de la nature de la pièce à meuler ; les résultats obtenus varient avec la vitesse de rotation ; toutes choses égales par ailleurs une meule dure devra tourner plus lentement qu'une meule tendre ; en règle générale on peut dire qu'une meule *paraît* d'autant plus dure que sa vitesse de rotation est plus élevée.

En règle générale, on utilise une vitesse élevée pour les travaux de rectification et une vitesse moyenne pour les travaux de dégrossissage.

Vitesses circonférentielles et nombre de tours des meules artificielles.

D des meules en m/m	Nombre de tours-minute pour une vitesse circonférentielle par seconde d'environ:				D des meules en m/m.	Nombre de tours-minute pour une vitesse circonférentielle par seconde d'environ:			
	20m	25m	30m	35m		20m	25m	30m	35m
25	15280	19100	22900	26700	300	1273	1590	1910	2230
40	10050	12560	15100	17600	350	1090	1360	1640	1900
50	7640	9540	11450	13350	400	955	1190	1430	1670
65	6650	7580	10000	11600	460	848	1060	1270	1490
75	5090	6370	7640	8900	500	764	950	1150	1340
90	4245	5300	6370	7420	560	683	850	1025	1195
100	3820	4780	5730	6670	610	627	780	940	1100
115	3320	4150	4980	5800	660	579	725	870	1015
130	2940	3670	4400	5140	710	537	670	805	940
150	2465	3080	3700	4300	760	503	628	750	880
180	2184	2730	3270	3810	810	464	588	705	820
200	1908	2390	2860	3340	865	442	552	663	775
230	1700	2120	2550	2980	915	420	525	630	755
250	1528	1910	2290	2670					

Règles pour l'affûtage des outils de tour.

Plus l'angle de l'outil sera aigu, plus celui-ci pourra enlever de forts copeaux ; mais la diminution de cet angle facilite la rupture et l'ébrèchement du tranchant ; quand l'angle de l'outil diminue, on est donc conduit à ralentir la vitesse de coupe.

Plus l'angle d'incidence sera grand, plus l'outil pénétrera dans la matière.

Plus l'angle de dépouille sera grand, plus la pression de la pièce contre l'outil se trouvera réduite; l'usinage de ce fait sera plus précis; mais il ne faut pas dépasser les limites indiquées dans le tableau, l'outil serait exposé à plonger dans la pièce.

Plus l'angle de dégagement latéral sera ouvert, plus les copeaux se dégageront facilement sur les côtés et ne viendront pas buter contre le porte-outil. En outre, l'effort de basculage sur l'outil sera beaucoup réduit. Il ne faut pas non plus dépasser les limites indiquées sur le tableau, on risquerait de faire plonger l'outil.

ENGRENAGES DROITS ET CONIQUES

L'automobile fait un large emploi des engrenages dans les différents organes qui la constituent (moteur, changement de vitesse, différentiel, etc.). Dans la presque totalité des cas, les engrenages sont, soit en acier chrome-nickel demi-dur trempé et revenu en acier autotrempant ou en acier cémenté et trempé ; généralement dans ce cas on prend des aciers doux au nickel ou au chrome-nickel.

Dans ce cas il faut prendre des précautions à la taille pour éviter des déformations de trempe ; la méthode la plus recommandée consiste à tailler la pièce traitée à 60 ou 70 kilogrammes, la cémenter, la tremper et rectifier les alésages en partant de la denture.

La fonte est aussi employée pour les engrenages soumis à des efforts relativement faibles tels que les engrenages de distribution des moteurs.

Le profil des dents est généralement à développante de cercle avec angle de pression de 14° 1/2, le plus petit nombre de dents ne descendant pas au-dessous de 15. L'angle de pression de 20° tend à être de plus en plus employé ; la dent est plus large à la base, donc moins fragile.

Le *pas diamétral* ou module des dentures varie de 3 à 5, suivant la puissance à transmettre, et peut différer pour chacune des vitesses.

Par raison d'encombrement, de poids et de réduction de main-d'œuvre, les dimensions des engrenages sont aussi réduites que le permet la sécurité.

L'écartement des arbres varie de 80 à 120 millimètres et est multiple de la moitié des modules choisis, afin d'avoir un nombre entier de dents pour chaque roue. Les tableaux suivants donnent les écartements des arbres correspondant à des nombres entiers de dents, suivant les modules. Le nombre N est le nombre total de dents des deux roues correspondantes.

Engrenages. — Dimensions des dents. — Division module.

Module	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75
Pas m/m	3.14	3.93	4.71	5.5	6.28	7.07	7.85	8.64
Creux / Epaisseur de la dent	1.57	1.97	2.36	2.75	3.14	3.54	3.93	4.32
Profondeur	2.17	2.71	3.25	3.97	4.33	4.87	5.42	5.96
Module	**3**	**3.25**	**3.5**	**3.75**	**4**	**4.25**	**4.5**	**4.75**
Pas m/m	9.43	10.21	11. .	11.78	12.57	12.35	14.14	14.92
Creux / Epaisseur de la dent	4.71	5.11	5.5	5.89	6.29	6.68	7.07	7.46
Profondeur	6.5	7.04	7.58	8.13	8.67	9.21	9.75	10.29
Module	**5**	**5.25**	**5.5**	**5.75**	**6**	**6.25**	**6.5**	**7**
Pas m/m	15.71	16.49	17.28	18.06	18.85	19.64	20.42	21.99
Creux / Epaisseur de la dent	7.86	8.25	8.64	9.03	9.43	9.82	10.21	11. .
Profondeur	10.83	11.38	11.92	12.46	13. .	13.54	14.08	15.17
Module	**7.5**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**
Pas m/m	15.71	25.13	28.27	31.42	34.56	37.7	40.84	43.98
Creux / Epaisseur de la dent	11.78	12.57	14.14	15.71	17.28	18.85	20.42	21.99
Profondeur	16.25	17.32	19.5	21.67	23.83	26. .	28.17	30.33
Module	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**
Pas m/m	47.12	50.27	53.41	56.55	59.69	62.83	65.97	69.12
Creux / Epaisseur de la dent	23.56	25.13	26.70	28.27	29.85	31.42	32.98	34.56
Profondeur	32.5	34.67	36.83	39. .	41.17	43.33	45.5	44.67

Calcul des engrenages droits d'après le diamétral Pitch :

Pas diamétral ;
Dimensions en pouces anglais = $25^{mm},4$.

Soit :

P = Diamétral Pitch = nombre de dents par pouce de diamètre primitif ;
P_c = Circular Pitch = pas circulaire ;
D_p = Pith Diameter = diamètre du cercle primitif ;
D_e = Whole Diameter = diamètre extérieur ;
N = Number of teeth = nombre de dents ;
e = Thickness = épaisseur de la dent au cercle primitif ;
f = Working Depth = profondeur d'engrènement ;
h = Whole Depth = hauteur totale de la dent.

On a :

Nombre de dents par pouce de diamètre primitif : $P = \frac{N+2}{D_e} = \frac{N}{D_p} = \frac{\pi}{P_c}$;

Pas circulaire : $P_c = \frac{\pi}{P}$; Diamètre du cercle primitif : $D_p = \frac{D_e \times N}{N+2} = \frac{N}{p}$;

Diamètre extérieur : $D_e = \frac{N+2}{P} = D_p + \frac{2}{P}$;

Nombre de dents : $N = P \times D_p = P\ D_e - 2$;

Profondeur d'engrènement : $f = \frac{2}{P}$; Hauteur de la dent : $p = \frac{2,157}{P} = 0,6866 \times P_c$

Hauteur de la tête de dents : $\frac{1}{P} = \frac{f}{2}$. épaisseur de la dent : $e = \frac{1,57}{P}$;

Distance d'axes $= \frac{\text{nombre de dents des deux roues}}{2P}$.

Diamétral Pitch et Circular Pitch.

Diamétral Pitch....	1	2	2¼	2½	2¾	3	3½	4	5	6	7	8	9	10	11
Circular Pitch.....	3,14	1,57	1,39	1,25	1,14	1,05	0,89	0,78	0,63	0,52	0,45	0,39	0,35	0,31	0,28
Diamétral Pitch.....	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36	40	48	
Circular Pitch.....	0,26	0,22	0,19	0,17	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	

Circular Pitch et Diamétral Pitch.

Circular Pitch.....	2	1⅞	1¾	1⅝	1½	1⁷⁄₁₆	1⅜	1⁵⁄₁₆	1¼	1³⁄₁₆	1⅛	1¹⁄₁₆	1	¹⁵⁄₁₆	
Diamétral Pitch.....	1,57	1,67	1,79	1,93	2,09	2,18	2,28	2,39	2,51	2,65	2,79	2,95	3,14	3,25	
Circular Pitch.....	⅞	¹³⁄₁₆	¾	¹¹⁄₁₆	⅝	⁹⁄₁₆	½	⁷⁄₁₆	⅜	⁵⁄₁₆	¼	³⁄₁₆	⅛	¹⁄₁₆	
Diamétral Pitch....	3,59	3,86	4,19	4,57	5,02	5,58	6,28	7,18	8,38	10,05	12,57	16,75	25,13	50,24	

Module et diamétral Pitch.

Module.....	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5
Diamétral Pitch.....	25,4	20,3	16,9	14,5	12,7	11,3	10,2	9,23	8,46	7,26	6,35	5,64
Module.....	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	
Diamétral Pitch....	5,08	4,62	4,23	3,63	3,17	2,82	2,54	2,31	2,12	1,81	1,59	

Tracé des dents à développantes. — Soit G le cercle primitif (*fig.* 184). On trace la ligne de contact AB inclinée à 75° sur le rayon OD et le cercle de rayon OA tangent à cette ligne :

$$OA = 0{,}9660D.$$

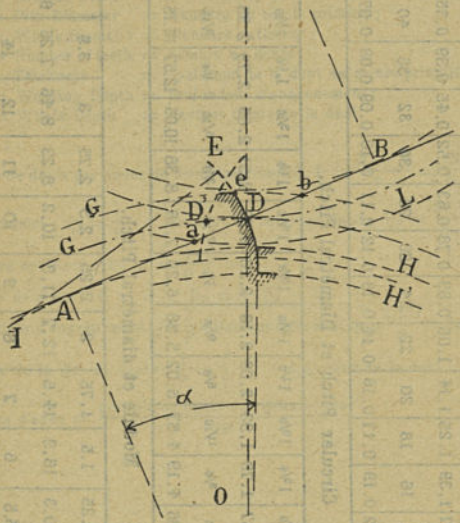


Fig. 184.

Le profil de la dent est la développante FE du cercle de rayon OA. On l'obtient en portant sur les tangentes AD, IE, ..., des longueurs égales aux arcs AF, IF, ..., mesurés au compas ou calculés $\left(\text{arc } AF = 2\pi \times OA \frac{\alpha}{360}\right)$.

L'extérieur des dents est limité par le cercle d'échanfrinement G et le bas par le cercle de fond H, distants du cercle primitif des quantités correspondant à la hauteur de la dent $\left(m \text{ et } m + \frac{1}{10} e\right)$ données précédemment.

L'étant le cercle d'échanfrinement de l'autre roue, le contact des dents a lieu sur la ligne AB, commence au point *a* et finit au point *b*.

Lorsque le rayon du cercle de fond H'est plus petit que le rayon *o*A du cercle développé, comme cela arrive pour des roues d'un petit nombre de dents, on prolonge le profil par une fraction du rayon *o*F.

L'autre côté de la dent est symétrique et a une distance DD' égale à la moitié du pas circonférentiel. La partie D*e* est la *face* et la partie D*f* le *flanc* de la dent.

Le profil de l'autre roue est la développante du cercle de rayon *o*'B.

Tous les profils à développantes engrènent correctement, pour une même inclinaison de la ligne de contact.

Pour des pignons d'un très petit nombre de dents, on peut éviter l'étranglement de celles-ci à la base en diminuant le rayon du cercle d'échanfrinement des roues correspondantes, ou en inclinant davantage la ligne de contact par rapport à la ligne des centres.

Tableau de M. Ravigneaux indiquant la valeur totale maximum A de la conduite dans l'engrènement d'un couple de roues de hauteur maximum égale au module ($\varphi = 14° 30'$).

NOMBRE de dents des roues	NOMBRE DE DENTS D'UNE DES ROUES													VALEURS CRITIQUES			
	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	$n =$	A	$n =$	A
10	0,83															18,3	1,16
15	1,02	1,23														20,1	1,43
20	1,16	1,43	1,62											14	1,36	21,8	1,71
25	1,16	1,43	1,71	1,88										22,9	1,85	40	1,96
30	1,16	1,43	1,71	1,92	1,96									23,8	1,91		
35	1,16	1,43	1,71	1,94	1,98	2,00								24,3	1,93		
40	1,16	1,43	1,71	1,96	2,01	2,03	2,06							25	1,96		
50	1,16	1,43	1,71	1,96	2,04	2,06	2,09	2,12						25,9	1,99		
60	1,16	1,43	1,71	1,96	2,08	2,10	2,13	2,16	2,19					26,9	2,02		
70	1,16	1,43	1,71	1,96	2,10	2,12	2,15	2,18	2,21	2,24				27,3	2,06		
80	1,16	1,43	1,71	1,96	2,12	2,14	2,17	2,20	2,23	2,26	2,28			27,8	2,09		
90	1,16	1,43	1,71	1,96	2,14	2,16	2,19	2,22	2,25	2,28	2,30	2,32		28	2,11		
100	1,16	1,43	1,71	1,96	2,15	2,17	2,20	2,23	2,26	2,29	2,31	2,33	2,34	28,4	2,13		
∞	1,16	1,43	1,71	1,96	2,21	2,32	2,35	2,38	2,41	2,44	2,46	2,48	2,49	32	2,31		

Frottement des engrenages.

Formule de Reuleaux :

$$T = T_m f \pi \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2}\right) 0{,}66\varepsilon,$$

dans laquelle :

T = travail perdu par frottement en kilogrammètres ;
T_m = travail moteur fourni à la roue menante ;
f = coefficient de frottement ;
$Z_1 Z_2$ = nombre de dents des roues ;
$\varepsilon = \frac{\text{arc de conduite}}{\text{pas}} \geqslant 1.$

ENGRENAGES A DENTURE HÉLICOÏDALE

I. — Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.

Ces engrenages sont employés dans la commande de la distribution. Les engrenages toujours en prise de la boîte de vitesse sont aussi quelquefois à denture hélicoïdale.

Ces engrenages sont très silencieux, mais leur rendement est inférieur à celui des engrenages droits ordinaires

Dans un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale, il faut distinguer entre μ_r, le module réel, et μ_a, le module apparent.

Entre ces deux modules et l'angle α d'inclinaison des dents, on a la relation :

$$\mu_r = \mu_a \cos \alpha.$$

Le diamètre primitif d_p est égal au module apparent multiplié par le nombre de dents :

$$dp = Z \times \mu_a = Z \times \frac{\mu_r}{\cos \alpha}.$$

Le pas de l'hélice :

$$P = \frac{\pi dp}{\operatorname{tang} \alpha}.$$

Le diamètre extérieur est égal au diamètre primitif plus deux fois le module réel :

$$d_e = dp + 2\mu_r.$$

La réaction des engrenages cylindriques à denture hélicoïdale est normale à la dent ; il y a donc une composante parallèle à l'axe de l'engrenage.

On a, en appelant

F, la force tangentielle à transmettre
F_1, la poussée perpendiculaire aux arbres ;
F_2, la poussée parallèle aux arbres ;
γ, l'angle de poussée des engrenages ;
α, l'angle d'inclinaison des filets :

$$F_1 = F \tang \gamma,$$
$$F_2 = F \tang \alpha.$$

II. — Engrenages hélicoïdaux dont les arbres concourent à angle droit.

Lorsque les dents sont inclinées à 45°, les deux roues ont le même module réel et le même module apparent; si les dents ne sont pas inclinées à 45°, les deux engrenages ont le même module réel, mais pas le même module apparent.

Tableau de correspondances entre les modules apparents μ_a et les modules réels μ_r.

μ_r	μ_a				
	10°	20°	45°	26° 34′	63° 26′
1	1,015	1,064	1,414	1,118	2,236
1,25	1,269	1,330	1,768	1,398	2,795
1,50	1,523	1,596	2,121	1,677	3,354
1,75	1,777	1,862	2,475	1,957	3,913
2	2,031	2,128	2,828	2,236	4,472
2,25	2,285	2,394	3,182	2,516	5,031
2,50	2,539	2,660	3,536	2,795	5,590
2,75	2,792	2,926	3,889	3,075	6,149
3	3,046	3,193	4,243	3,354	6,708
3,25	3,300	3,459	4,596	3,634	7,267
3,50	3,554	3,725	4,950	3,913	7,826
3,75	3,808	3,991	5,303	4,193	8,385
4	4,062	4,257	5,657	4,472	8,944
4,25	4,316	4,523	6,010	4,752	9,503
4,50	4,569	4,789	6,364	5,031	10,062
4,75	4,823	5,055	6,717	5,311	10,621
5	5,077	5,321	7,071	5,590	11,180

Taillage d'engrenages hélicoïdaux.

Les engrenages hélicoïdaux peuvent être taillés sur des fraiseuses universelles. Lorsqu'on veut utiliser des fraises normales à engrenages droits pour la taille d'engrenages hélicoïdaux, il est avantageux de choisir le pas oblique (pas apparent) de façon que le pas réel (pas mesuré sur le cercle normal aux hélices) corresponde à un pas du module. La fraise est alors établie pour le nombre de dents d'un engrenage droit, dont le rayon du cercle primitif R_f est égal au rayon de courbure correspondant au petit axe d'une ellipse de petit axe D_p et de grand axe $\frac{D_p}{\cos \alpha}$ et non pour le nombre de dents de l'engrenage hélicoïdal.

Soient :

M = module de la fraise = module du pas réel ;
M_0 = module du pas oblique (pas apparent) ;
P_r = pas réel ;
P_0 = pas oblique (pas apparent) ;
α = inclinaison de l'hélice ;
N = nombre de dents ;
D_p = diamètre du cercle primitif ;
D_e = diamètre extérieur ;
h = hauteur de la dent ;
p = pas de l'hélice ;
R_f = rayon du cercle primitif pour le nombre de dents fictif ;
N_f = nombre de dents fictif pour lequel la fraise est à établir.

On a :

$$M_0 = \frac{D_p}{N} = \frac{M}{\cos \alpha};$$

$$P_0 = \frac{P_r}{\cos \alpha} = \frac{D_p \times \pi}{N};$$

$$M = M_0 \cdot \cos \alpha;$$

$$D_e = D_p + 2 \times M = M_0 (N \times 2 \cos \alpha);$$

$$p = D_p \times \pi \times \frac{1}{\operatorname{tang} \alpha};$$

$$R_f = \frac{D_p}{2 \times \cos^2 \alpha}.$$

$$P_r = P_0 \times \cos \alpha = \pi \times M;$$

$$N = \frac{D_p}{M_0};$$

$$D_p = N \times M_0 = \frac{N \times P_0}{\pi};$$

$$h = 2{,}167 M;$$

$$N_f = \frac{D_p}{M \times \cos^2 \alpha} = \frac{N}{\cos^3 \alpha}.$$

Si $\alpha = 45°$, nous aurons $R_f = D_p$ et pour le nombre de dents fictif :

$$N_f = \frac{2 \times D_p}{M}.$$

Exemple. — Supposons qu'il s'agisse de déterminer la fraise pour la taille d'une roue hélicoïdale du module 7, ayant 10 dents et un angle d'inclinaison $\alpha = 35°$.

$$\cos 35° = 0{,}819\,; \qquad \frac{1}{\text{tang } 35°} = 1{,}428\,;$$

$$M = 7 \times 0{,}819 = 5{,}733\,; \qquad D_p = 10 \times 7 = 70 \text{ millimètres}\,;$$

$$R_f = \frac{70}{2 \times 0{,}819^2} = 52^{mm},2\,; \qquad N_f = \frac{10}{0{,}819^3} = 18{,}2 \text{ dents}\,;$$

$$p = 70 \times \pi \times 1{,}428 = 314 \text{ millimètres.}$$

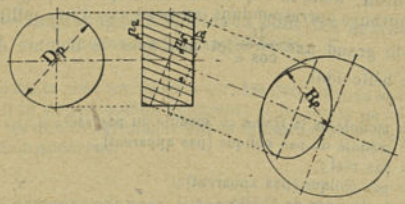


Fig. 185.

Ces calculs nous donnent une fraise à engrenages droits du module 5,733 pour 18 dents. Afin de pouvoir utiliser une fraise normale, il est avantageux de choisir le pas oblique de façon que M donne une valeur normale.

Si, pour cet exemple, nous prenons M = 6, nous aurons :

$$M_0 = \frac{6}{0{,}819} = 7{,}326\,; \qquad D_p = 10 \times 7{,}326 = 73^{mm},26\,:$$

$$R_f = \frac{73{,}26}{2 \times 0{,}819^2} = 54^{mm},6\,; \qquad N_f = \frac{10}{0{,}819^3} = 18{,}2 \text{ dents}\,;$$

$$p = 73{,}26 \times \pi \times 1{,}428 = 331 \text{ millimètres.}$$

On pourra donc employer dans ce cas une fraise à engrenages droits du module 6 pour 17 à 20 dents.

LES VIS SANS FIN

Si on coupe une vis sans fin suivant son axe, le profil obtenu est celui d'une crémaillère à flancs droits.

Appelons p le pas de la crémaillère, P le pas de la vis, P′ le pas de la roue, n le nombre de filets de la vis, n' le nombre de dents de la

roue, H la distance entre l'axe de la roue et de la vis, D le diamètre primitif de la vis, D' le diamètre primitif de la roue, α l'angle de l'inclinaison moyenne de la vis.

On a les relations :

$$p = \frac{P}{n}$$

ou

$$P = pn ;$$

le pas de la vis est donc égal au pas de la crémaillère multiplié par le nombre des filets de la vis :

$$P' = \frac{D'}{n'} \times 3,1416 ;$$

on a aussi :

$$\frac{n}{n'} = \frac{N'}{N}.$$

La réduction obtenue est égale au rapport du nombre de filets de la vis au nombre de dents de la roue.

Le diamètre primitif de la roue :

$$D' = \frac{n' \times p}{3,1416}.$$

Le diamètre primitif de la vis :

$$D = \left(H - \frac{D'}{2}\right) \times 2.$$

La tangente d'inclinaison à l'échelle moyenne sera :

$$\tan g\, \alpha = \frac{P}{\pi D},$$

d'où l'on déduit l'angle α.

Cet angle α devrait, théoriquement, être égal à 45° pour que la transmission soit réversible.

Pratiquement on prend un angle beaucoup plus petit, 35° et même moins. Le rendement de transmission, lorsque la voiture entraîne le moteur, est alors désavantagé au détriment du rendement en marche normale.

On choisit, en général, des vis à six, sept ou huit filets pour les vis sans fin appliquées à la transmission des voitures automobiles de tourisme.

Pour pouvoir calculer les dimensions, il faut encore se donner la distance H de l'axe de la roue à l'axe de la vis et le pas de la crémaillère.

Exemple. — Soit six le nombre de filets choisi ; supposons que :

$$H = 150 \text{ millimètres},$$
$$p = 30 \quad —$$

Le moteur tournant à 1 500 tours, et la réduction à obtenir étant de $\frac{4}{1}$, on a :

Nombre de dents de la roue :

$$n' = \frac{nN}{N'} = 6 \times 4 = 24 \text{ dents.}$$

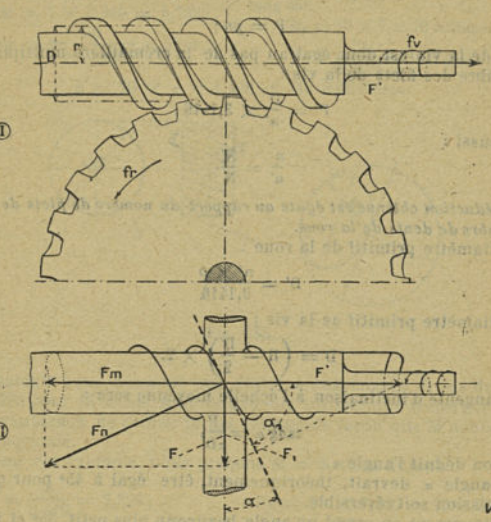


FIG. 186.

I. — La vis tournant dans le sens de la flèche fv, la poussée se fait dans le sens de la flèche F′ et la roue tourne dans le sens de la flèche fr ; D, diamètre primitif de la vis $r = \frac{D}{2}$.

II. — La tangente aux filets de la vis fait avec l'axe de la vis un angle α_1, complémentaire de l'angle α. La pression des filets sur des dents de la roue s'exerce normalement à cette tangente, suivant la flèche F_n. Cette pression F_n se décompose en une poussée F_1 suivant l'axe de la roue, et une force F_m qui n'est autre que l'effort moteur sur la roue. La figure montre que $F_m = F'$ et $F = F_1$ en appelant F l'effort tangentiel au cercle primitif de la vis et F_1 la poussée dans le sens de l'axe de la roue Cette poussée, de même que F′, doivent être reçues par des butées à billes.

On a aussi le diamètre primitif de la roue :

$$D' = \frac{24 \times 30}{3,1416} = 229 \text{ millimètres};$$

$$D = \left(150 - \frac{229}{2}\right) \times 2 = 71 \text{ millimètres}.$$

Le pas de vis

$$P = 30 \times 6 = 180 \text{ millimètres},$$

$$\text{tang}\,\alpha = \frac{180}{3,1416 \times 76} = 0,753;$$

donc $\alpha = 37°$ environ.

Si cette valeur était trouvée trop faible, il faudrait modifier les données, par exemple augmenter p, ou mieux, augmenter n' le nombre de dents de la roue.

La vis tournant dans le sens indiqué par la flèche fv (*fig.* 186), une poussée se fait suivant la flèche F'.

D'autre part, la pression F_n, exercée normalement à la denture de la roue, se décompose en une poussée F_1 suivant l'axe de la roue et une force F qui n'est autre que l'effort moteur sur cette roue.

La figure 186 montre que, lorsqu'on ne tient pas compte du frottement, on a :

$$F' = F_m,$$

et en appelant F l'effort tangentiel au cercle primitif de la vis :

$$F = F_1,$$

c'est-à-dire que la poussée dans le sens de l'axe de la vis est égale à l'effort moteur transmis à la roue, et que la poussée dans le sens de l'axe de la roue est égale à l'effort tangentiel correspondant au rayon du cercle primitif de la vis.

On a d'ailleurs les relations:

$$F = F_1 \text{ et } F' = F_m = F \text{ tang } \alpha_1.$$

Ainsi, si nous supposons que la puissance du moteur est de 12 HP et le nombre de tours de l'arbre à cardan (en première vitesse) de 360 tours par minute, le diamètre primitif de la vis étant de 88 millimètres et l'angle α étant de 35°, on a :

$$F = F_1 = 540 \text{ kilogrammes environ}$$

et

$$F' = F_m = 600 \text{ kilogrammes}.$$

Il faudra donc prévoir au bout de la vis une butée pouvant supporter à 360 tours une poussée d'au moins 600 kilogrammes, et sur l'axe de la roue une poussée d'au moins 540 kilogrammes, c'est-à-dire, dans les deux cas, des butées très robustes.

Comme en marche arrière les forces F, F_1, F' et F_m sont dirigées dans le sens opposé à celui qu'elles avaient en marche avant, il faut prévoir des butées de chaque côté de la roue et une butée double à la vis.

LES ENGRENAGES CONIQUES

Engrenages d'angles.

Les poussées P' et P'' correspondant à un effort tangentiel F, pour des profils à développantes avec ligne de contact à 75°, sont, pour le pignon :

$$P' = \frac{F \cdot r \cdot \text{tang } 15^\circ}{\sqrt{R^2 + r^2}},$$

et pour la roue :

$$P'' = \frac{F \cdot R \cdot \text{tang } 15^\circ}{\sqrt{R^2 + r^2}},$$

r et R étant les rayons moyens (*fig.* 187).

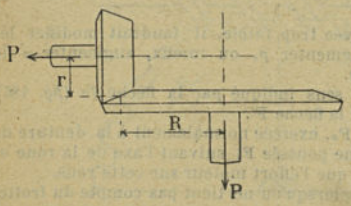


Fig. 187.

L'usure des butées est sensiblement la même pour chaque roue, à cause de l'égalité des produits $P' \times N' = P'' \times N''$ des poussées par les nombres de tours.

Formules utiles pour le calcul des engrenages coniques.

L'angle A des axes des deux roues est égal à 90°.

Soient :

z, le nombre de dents du petit pignon ;
Z, — — grand —
M, le module ;
d_p, le diamètre primitif du petit pignon ;
D_p, — — grand —
d_a, — extérieur du petit —
D_a, — — grand —
α, le demi-angle au sommet du petit pignon ;
α_1, — — grand —
β, l'angle sous lequel est vu le module du sommet du petit pignon ;
β_1, — — — grand —
δ (voir *fig.* 197) ;
δ', —
γ, —
γ_1, —

On a

(1) $$dp = zM,$$

(2) $$p = M \cos \alpha,$$

3) $$da = dp + 2(M \cos \alpha),$$

(4) $$\operatorname{tang} \alpha = \frac{z}{Z},$$

(5) $$\operatorname{tang} \beta = \frac{2 \sin \alpha}{z},$$

(6) $$\gamma = 90^\circ - (\alpha + \beta),$$

(7) $$\delta = \alpha,$$

(8) $$Dp = ZM,$$

(9) $$Da = Dp + 2(M \cos \alpha_1),$$

(10) $$\operatorname{tang} \alpha_1 = \frac{Z}{z},$$

(11) $$\operatorname{tang} \beta_1 = \frac{2 \sin \alpha}{Z},$$

(12) $$\gamma_1 = 90^\circ - (\alpha_1 + \beta_1),$$

(13) $$\delta_1 = \alpha_1,$$

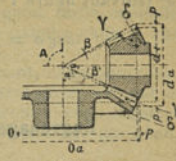


Fig. 188.

Pour $A < 90^\circ$:

$$\operatorname{tang} a = \frac{\sin A}{\frac{Z}{z} + \cos A},$$

$$\operatorname{tang} a_1 = \frac{\sin A}{\frac{z}{Z} + \cos A}.$$

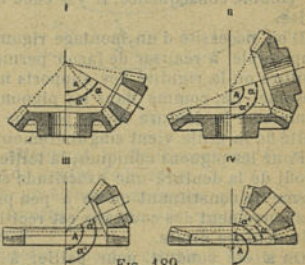


Fig. 189.

Pour $A > 90^\circ$:

1° (suivant la figure II) :

$$\operatorname{tang} a = \frac{\sin (180 - A)}{\frac{Z}{z} - \cos (180 - A)},$$

$$\operatorname{tang} a_1 = \frac{\sin (180 - A)}{\frac{z}{Z} - \cos (180 - A)};$$

2° (suivant la figure III)

$$a = A - 90^\circ, \quad a_1 = 90^\circ$$

Il faudra que :

$$Z \sin (A - 90^\circ) = z;$$

3° (suivant figure IV) :

$$\operatorname{tang} a = \frac{\sin E}{\frac{Z}{z} - \cos E}, \qquad \operatorname{tang} a_1 = \frac{\sin E}{\cos E - \frac{z}{Z}}.$$

Engrenage Gleason « Spiral bevel gear ».

Si l'on considère deux engrenages coniques d'un même couple qui ne sont pas montés de façon telle que les moments des cônes primitifs coïncident rigoureusement, l'engrènement n'est plus correct.

Considérons en effet, dans ce cas, la section des dentures de chacun des pignons par une même sphère dont le centre soit le sommet du cône primitif de l'un des pignons. Ces sections, qui engrènent ensemble, n'ont pas le même pas. Le roulement des flancs des dents l'un sur l'autre ne se produit donc qu'avec un certain glissement, et comme conséquence, il y a choc entre les dents qui viennent en prise.

D'où nécessité d'un montage rigoureusement exact, pratiquement impossible à réaliser de façon permanente dans un pont arrière de voiture où la rigidité des supports ne peut être considérée comme absolue. Là, comme dans les pignons cylindriques, on a cherché à remplacer la denture droite par une denture courbe. Mais la difficulté de la taille vient singulièrement compliquer le problème.

Pour les pignons coniques, la taille par mortaisage donne seule au profil de la denture une exactitude suffisante, la taille par fraise de forme ne constituant qu'un à peu près. Or, dans une mortaiseuse, le mouvement des couteaux est rectiligne, et conduit par conséquent à la denture droite.

On a été conduit, pour pallier à tous ces inconvénients et pour obtenir un engrènement silencieux, à plusieurs tailles de denture courbe dont celle qui a donné les meilleurs résultats est la denture Gleason en spirale.

En réalité, la courbe des dents n'est pas une spirale ; sa forme dépend de la machine qui les a taillées.

Dans la taille Gleason, la forme du pied de la dent, projetée sur un plan perpendiculaire à l'axe du pignon, est à peu près une circonférence passant par le sommet du cône primitif. Angle de la spirale.

Considérons la circonférence moyenne d'une roue taillée, c'est-à-dire la circonférence passant par le milieu de la longueur des dents. On appelle angle de la spirale l'angle de la tangente en un point de cette circonférence avec la tangente à la courbe de la dent qui passe en ce point (*fig.* 190).

La spirale est dite à droite si l'aspect du pignon taillé rappelle celui d'une vis filetée à droite. Elle est dite à gauche dans le cas contraire.

Si nous considérons un couple conique de pont, nous pourrons, pour faire comprendre ce qui suit, assimiler très grossièrement le pignon à une vis à plusieurs filets et la couronne avec laquelle il engendre une surface interne d'écrou développée sur un cône, Il est donc évident qu'à un pignon à spirale à droite correspond une roue à spirale à gauche et inversement.

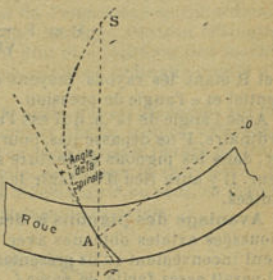


Fig. 190.

Si, maintenant, nous maintenons la roue immobile, et que nous cherchions à l'entraîner avec le pignon en le tournant à droite, l'attaque se fait par le flanc convexe du pignon sur le flanc concave de la dent de la couronne. Le pignon, dans ce mouvement, va tendre à se visser dans la roue, en se rapprochant de son centre.

La conclusion est inverse, si nous tournons le pignon à gauche, le flanc concave du pignon attaquant le flanc convexe de la roue : le pignon tendra à s'écarter du centre de la roue.

Nous voyons donc apparaître ici un élément nouveau, qui n'existait pas sur les couples à dents droites : la poussée centripète ou centrifuge suivant le sens de l'effort.

Pour simplifier le langage, on appelle couple à spirale à droite un couple dont le pignon a sa denture à spirale à droite (couronne à gauche), et couple à spirale à gauche un couple dont le pignon a sa denture à gauche (roue à droite).

Nous dirons de même que l'attaque se fait par le flanc convexe quand le flanc convexe des dents du pignon presse sur le flanc concave des dents de la roue et inversement :

Nous avons alors le sens de la poussée défini ainsi :

Couple à droite.

Attaque par le flanc convexe.	Poussée centripète	sur le pignon.
— concave.	— centrifuge	

Couple à gauche.

Attaque par le flanc convexe.	Poussée centrifuge	inverse
— concave.	— centripète	sur la roue.

Ces poussées viendront s'ajouter algébriquement à la réaction axiale des engrenages coniques ordinaires et sont d'autant plus grandes que l'angle de la spirale est plus grand. Il convient de limiter cet angle ; Gleason conseille de se tenir toujours au-dessous de 35°.

L'importance des efforts axiaux par rapport à l'effort fourni par un pignon à denture droite est très grande. On a vu, en effet, que cet effort est donné par la formule :

$$P = F \frac{r}{\sqrt{R^2 + r^2}} \operatorname{tg} \alpha,$$

r et R étant les rayons moyens des roues en contact, F l'effort tangentiel et α l'angle de pression.

Avec l'angle de 14°,5, qui est l'angle donné par la machine Gleason ordinaire, P ne dépasse pas, pour un rapport de 1 à 3, la valeur 0,08 F. Or, dans les pignons à denture spirale, on atteint dix fois cette valeur. Il y aura lieu d'en tenir le plus grand compte lors du calcul des butées.

Avantage des pignons à denture spirale. — L'importance des poussées axiales obtenues avec les pignons à denture spirale est le seul inconvénient qu'ils présentent, inconvénient certain, mais auquel il paraît assez facile de parer.

Par contre, leurs avantages sont sérieux.

La conduite a une très longue durée, même avec un grand rapport de démultiplication ; en choisissant un angle de spirale convenable, il est toujours facile d'obtenir une conduite d'un pas et demi (avec un angle de 30°), ce qu'on ne peut faire avec les pignons à denture droite. On a ainsi toujours trois dents en prise.

Comme corollaire, on pourra réaliser, avec les pignons à denture inclinée, des rapports de vitesse beaucoup plus étendus.

Avec les engrenages à denture droite, on est limité à un rapport de 4 à 1, sous peine d'avoir des couples très bruyants ; on a pu réaliser des couples à denture spirale donnant un rapport de 7 à 1 (avec un pignon de neuf dents) fonctionnant très silencieusement.

Cette propriété est particulièrement précieuse à l'époque actuelle où la grande vitesse angulaire des moteurs rend le problème de la démultiplication unique du pont si difficile.

La denture spirale présente en outre une propriété très précieuse : c'est de tolérer d'assez grandes erreurs dans le montage.

Un couple soumis aux essais a fonctionné silencieusement et sans usure anormale dans les positions diverses du pignon, où la distance de celui-ci à la distance théoriquement exacte atteignait jusqu'à 2 millimètres dans chaque sens. Pour l'engrenage droit analogue, l'erreur de montage admissible était inférieure à 1 millimètre.

Engrenages hypoïdes.

La firme Gleason a récemment introduit sur le marché un engrenage dérivé du « spiral bevel gear » ou engrenage conique spiral ordinaire et qui est constitué de la façon suivante.

L'axe XY du pignon, au lieu de rencontrer l'axe O de la roue en son centre, est décalé d'une certaine quantité d. Le pignon est obtenu par génération comme dans le cas de l'engrenage spiral ordinaire. La couronne peut être taillée sur une machine Gleason ordinaire à denture spirale ; quant au pignon, il doit être taillé sur une machine spéciale ou, tout au moins, sur une machine ordinaire munie d'un montage spécial.

L'avantage de la denture Gleason hypoïde qui est appliquée sur plusieurs voitures américaines, en particulier sur la voiture « Packard » consiste surtout dans le fait que l'on peut abaisser l'arbre de transmission de la quantité d et par suite de baisser la carrosserie. En déterminant d'une façon convenable le désaxage d, on peut, en marche avant, annuler presque complètement la poussée axiale.

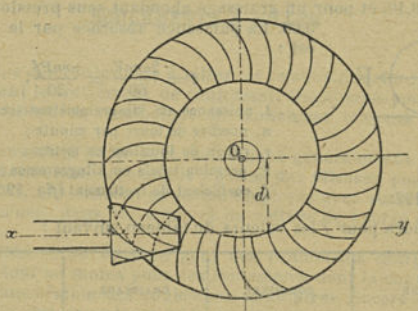


Fig. 191.

Calcul des butées et roulements à billes dans le cas d'emploi des engrenages Gleason spiral (voir pages 287 et suivantes).

PALIERS

PALIERS LISSES

On calculera les tourillons des paliers pour résister à la torsion, la flexion, et on composera :

$$R = \sqrt{\overline{R_t}^2 + \overline{R_f}^2}.$$

On maintiendra R assez bas.

Frottement des paliers.

Le coefficient de frottement pour des surfaces bien graissées est de 0,07 à 0,10, et pour un graissage abondant sous pression de 0,04 à 0,06. La puissance absorbée par le frottement est :

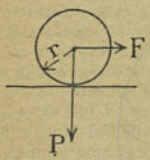


Fig. 192.

$$t = \frac{2\pi r n F}{60} = \frac{\pi r n P f}{30};$$

t, puissance en kilogrammètres-seconde ;
n, nombre de tours par minute ;
r, rayon du tourillon en mètres ;
P, pression totale en kilogrammes ;
f, coefficient de frottement (*fig* 192).

On prendra pour f les valeurs du tableau suivant :

ARBRE	COUSSINET	GRAISSAGE	f
Acier dur.....	Fonte.....	Ordinaire.....	0,18
		Sous pression....	0,06
	Bronze.....	Ordinaire.....	0,16
		Sous pression....	0,05
Acier trempé.....	Bronze.....	Ordinaire.....	0,25
		Sous pression....	0,01

Graissage des paliers. — Il y a plusieurs principes à observer dans le graissage des paliers, lorsque ceux-ci sont très chargés, ce qui est le cas des paliers de vilebrequin.

Il s'agit de faire circuler à travers ceux-ci la plus grande quantité d'huile possible et de tenir celle-ci aussi froide que possible.

La quantité d'huile que l'on peut faire circuler à travers les paliers dépend naturellement de la pression avec laquelle celle-ci leur est envoyée, du jeu entre les paliers et les tourillons et de la viscosité de l'huile.

On admet que le jeu entre un palier et un tourillon doit être environ le $\frac{1}{1.000}$ de son diamètre, c'est-à-dire qu'un palier de 40 millimètres comporte un tourillon de 39m,96 et la quantité d'huile à faire circuler est de 3 litres par cheval-heure développé sur le palier.

Remarque. — On appelle également les engrenages Gleason spiral, engrenages coniques hélicoïdaux, les calculs (page 285) sont établis en se servant de cette notation.

ROULEMENTS A BILLES

Le principe des roulements à billes est de substituer au frottement de glissement le frottement de roulement. On compte pour les roulements à billes, un coefficient de frottement toujours inférieur à 0,01.

Les roulements à billes sont maintenant généralement employés dans la construction automobile : boîtes des vitesses, pont arrière, fusées, pivots, etc. Ils sont de même employés avec succès dans les moteurs, surtout dans les moteurs de voiture de course ou d'aviation.

Généralités. — On emploie pour des roulements chargés radialement, ou tout au moins pour des roulements dont la charge axiale est relativement faible, des roulements annulaires. Encore cette règle souffre-t-elle des exceptions et il est possible de faire supporter à des enroulements annulaires de type à gorge profonde des charges axiales importantes.

La capacité de charge P d'un roulement se calcule par la formule de Stribeck :

$$P = \frac{Knd^2}{5}$$

dans laquelle n est le nombre de billes ; d leur diamètre de un huitième de pouce anglais, et k un coefficient appelé « charge spécifique ». La valeur de ce coefficient, pour un petit roulement de

bonne construction et de bonne qualité d'acier, est voisine de 20; cette valeur s'abaisse jusqu'à 4 et 2 pour les roulements de grande dimension.

Mais il faut bien se rendre compte que cette formule n'est qu'indicatrice et les constructeurs ont leurs formules propres permettant de déterminer les caractéristiques de charge de leurs roulements.

Les charges admissibles portées dans les catalogues sont purement indicatives; en plus des charges théoriques, il faut évaluer les chargés dues aux fonctionnements anormaux, tels que : chocs, vibrations, charges que le calcul ne peut pas mettre en évidence, mais dont il faut tenir compte, en accord avec le fabricant de roulement dans chaque cas particulier.

Différents types de roulement.

1° Roulements annulaires ordinaires : ce sont les plus répandus; ils sont constitués par une rangée de billes servant de liaison entre la bague intérieure et extérieure, rangée de billes maintenues par une cage. Actuellement, presque tous les roulements annulaires sont établis sans orifice d'introduction dans les bagues; le nombre des billes est par cela moins grand, mais du fait de la continuité des

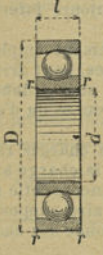


Fig. 193.

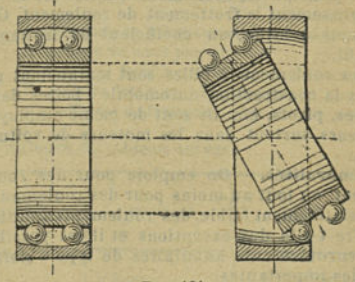


Fig. 194.

chemins de roulement dans les bagues, le roulement est plus solide (*fig.* 193). Pour distinguer ces roulements des roulements annulaires à orifice d'introduction, on les appelle souvent roulements à gorge profonde.

Roulement à rotule sur billes. — Ce roulement est essentiellement constitué d'une bague intérieure munie de deux rangées de

billes et d'une bague extérieure à courbure sphérique, le centre de la sphère se trouvant sur l'axe de l'arbre.

Co roulement, ainsi que le montre la figure, permet toutes les flexions de l'arbre et son emploi se trouve justifié en toutes circonstances où on craint surtout un fléchissement de l'arbre.

Butées à billes. — Pour les charges purement axiales, on emploie des butées à billes, soit simples, soit à double effet. Ces butées peuvent être munies de rondelles sphériques facilitant le montage, et, dans ce cas, elles peuvent être employées avec des contre-plaques ou cuvettes sphériques fournies par le constructeur.

Bien noter que, contrairement aux roulements à billes radiaux qui peuvent supporter une certaine proportion de charge axiale, les butées à billes ne doivent jamais supporter aucune charge radiale, qui doit être supportée par des paliers radiaux.

Roulements Duplex. — Le roulement à billes Duplex est la combinaison en une seule pièce d'un roulement et d'une butée. Le Duplex, construit par la maison S. M. G. se recommande dans tous les cas où les conditions d'enroulement ne permettent pas d'appliquer un roulement anulaire et une butée.

Il existe des roulements Duplex de même dimension qu'un roulement annulaire et pouvant se substituer à lui.

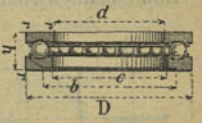


Fig. 195.

Pour certaines applications particulières, notamment pour la commande des embrayages, il a été créé un modèle spécial pouvant être livré avec ou sans cache-poussière.

S'il existe des pousées dans les deux sens, il faut employer deux roulements Duplex ou un roulement Triplex qui est la combinaison de deux Duplex apposés.

Roulements obliques. — On revient principalement en Amérique, sous l'influence en particulier de la firme « New Departure », aux roulements obliques jadis appelés « cônes et cuvettes »; ils ont l'avantage, s'ils sont bien dimensionnés, de supporter des charges axiales importantes, et finalement un seul roulement, quoique plus gros qu'un roulement ordinaire, coûte moins cher du fait qu'il économise une butée à billes. Le coefficient de frottement est légèrement plus élevé que dans un roulement ordinaire, mais ceci ne présente pas d'inconvénient réel.

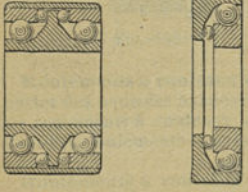


Fig. 196 et 197.

Roulements de magnétos. — Ce sont des roulements analogues aux précédents, mais où la partie en cuvette de la bague extérieure présente un prolongement cylindrique qui permet par suite un déplacement latéral, ce déplacement étant limité dans un sens par l'épaulement. Ces roulements ne peuvent supporter que des charges relativement faibles et sont surtout employés dans les dynamos de démarrage et les magnétos.

Roulements à rouleaux. — Lorsque les efforts à supporter par les paliers dépassent ceux que peuvent subir les roulements à billes de dimensions acceptables, on emploie les roulements à rouleaux.

ROULEMENTS A ROULEAUX

Roulements à rouleaux cylindriques. — Le roulement à rou-

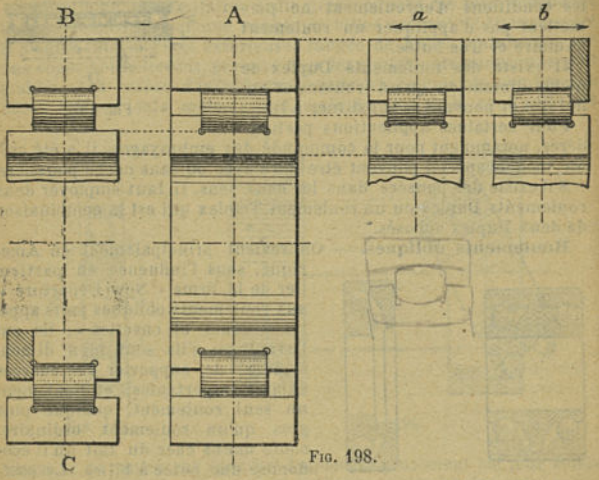


Fig. 198.

leaux le plus employé est celui indiqué sur la figure 198, soit en A, soit en B, il ne peut pas supporter de poussée axiale ; la disposi-

tion A est la disposition ordinaire, la disposition B est moins employée. Avec ces deux dispositions, quoique aucune d'elles ne puisse supporter de poussée axiale, il faut que la bague extérieure et que la bague intérieure soient bloquées latéralement. La disposition A, par suite de l'épaulement que porte la bague extérieure, peut supporter des poussés axiales légères dirigées dans le sens de la flèche ; la disposition B peut supporter des poussées axiales dans les deux sens ; il faut naturellement que les bagues extérieures et intérieures soient bloquées latéralement.

Dans le cas où un roulement à rouleaux doit purement et simplement remplacer un roulement à billes sans que rien soit changé aux dispositions existantes, il est recommandable d'employer les roulements de la disposition C où un épaulement amovible est ménagé le long de la bague intérieure.

Roulements à rouleaux et à rotules. — Dans le cas où il y a lieu de supporter de très fortes charges, des poussées axiales et où il y a lieu de craindre des déformations de l'arbre, on emploie des roulements à rouleaux et à rotule à une ou deux rangées de billes.

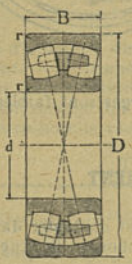


Fig. 199.

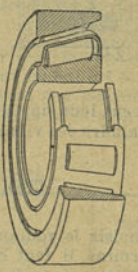


Fig. 200.

Roulements à rouleaux coniques. — Dans le cas où il y a à supporter des poussées axiales importantes, surtout sous forme de chocs, les roulements à rouleaux coniques (*fig.* 200) trouvent leur application. Ces roulements trouvent surtout leur emploi dans les fusées avant.

Roulements à rouleaux élastiques. — Ces roulements sont constitués comme des roulements ordinaires, seulement le rouleau est élastique, constitué par une lame d'acier enroulée sur elle-même et soigneusement travaillée ensuite. Ces roulements ont été lancés par

la maison Hyatt en Amérique et sont employés en grand nombre dans l'ancienne Ford, modèle I. On peut les monter sans bague intérieure, mais dans ce cas il faut prendre des précautions spéciales pour la détermination de leur capacité.

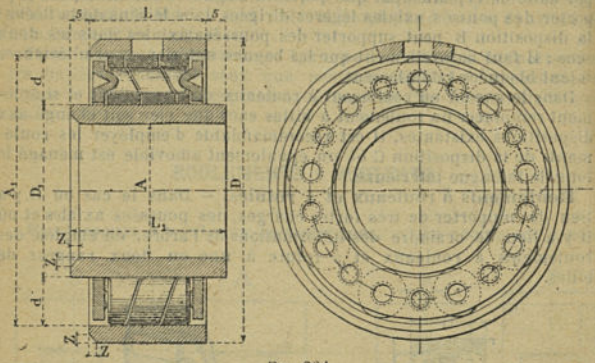


Fig. 201.

Ils trouvent leur application où les charges sont faibles, mais où il y a à craindre des vibrations.

CHOIX D'UN ROULEMENT

Pour choisir le roulement qu'il convient d'adopter dans un cas bien déterminé, il faut considérer deux choses : le type du roulement ; les dimensions du roulement.

Choix du type. — Le choix du type de roulement dépend de la nature et de l'importance de la charge à supporter, de la vitesse de rotation et des conditions particulières de fonctionnement.

Dans le cas général, la charge est oblique par rapport à l'arbre. On peut la décomposer en deux charges, l'une parallèle à l'arbre : la charge axiale, et l'autre perpendiculaire à l'arbre : la charge radiale.

1° Qu'une butée à billes doit toujours supporter une charge axiale pure ;

2° Qu'un roulement à rouleaux cylindriques non épaulés doit toujours supporter une charge radiale pure ;

3° Que les roulements à billes type annulaire courant supportent

une charge radiale importante et une charge axiale faible, environ 10 à 15 0/0 de la charge du catalogue ;

4° Que pour supporter une charge radiale et une charge axiale importante, il faut employer :

Ou bien un roulement et une butée ;

Ou bien un roulement à billes à gorges profondes, sans encoches ;

Ou bien un roulement à contact oblique.

La vitesse influe également sur le choix du type de roulement. Plus la vitesse est grande et plus l'application des roulements à galets ou à rouleaux est délicate. Pour de très grandes vitesses, on emploie de préférence des roulements à billes. Dans le cas où l'on a à supporter une charge axiale importante à très grande vitesse, on ne peut plus adopter une butée à billes à cause de l'influence considérable de la force centrifuge. Il convient alors d'adopter un roulement à gorges profondes ou bien un roulement à billes à contact oblique.

MONTAGE D'UN ROULEMENT

Mode d'ajustage des roulements sur leur portée et dans leur logement. — La bague intérieure d'un roulement est ajustée sur sa portée, la bague extérieure est ajustée dans son logement avec un jeu ou un serrage qu'il convient d'observer avec soin si l'on veut éviter de coincer le roulement.

TABLEAU I. — **Portées.**

ALÉSAGES des roulements	MONTAGE GLISSANT A. 3. Jeu à réaliser	MONTAGE FIXE A. 4.	MONTAGE DUR A. 5. Serrage à réaliser
6 à 10,5	0,01	Diamètre de la portée de l'arbre égal au diamètre de l'alésage du roulement.	0,005
11 à 13	0,01		0,01
19 à 30	0,01		0,015
31 à 48	0,015		0,02
49 à 75	0,02		0,03
76 à 119	0,02		0,035
120 à 175	0,025		9,04
176 à 199	0,025		0,045
200 à 265	0,03		0,05

Dans le cas le plus fréquent d'arbre à un seul sens de rotation, les portées sont ajustées pour un montage *fixe A. 4.*

Si l'arbre est à deux sens de rotation, il convient d'adopter le montage *dur A. 5.* On ne peut utiliser ce montage que pour des *roulements avec jeu interne spécial* permettant un certain gonflement inévitable de la bague intérieure.

Le montage *glissant A. 3.* est toujours à éviter pour les arbres tournants. On ne doit l'employer que si les nécessités de la mise en place y obligent absolument. Au contraire, le montage glissant A. 3. est sans inconvénient lorsqu'il s'agit non plus d'un arbre mais d'un axe fixe.

TABLEAU II. — **Logements.**

DIAMÈTRES EXTÉRIEURS des roulements	MONTAGE GLISSANT A. 3. Jeu à réaliser	MONTAGE FIXE A. 4.
10 à 49	0,01	Diamètre du logement égal au diamètre extérieur du logement.
50 à 99	0,015	
100 à 199	0,02	
200 à 300	0,025	

Dans la généralité des cas, les logements sont ajustés pour un montage glissant A. 3.

Le montage fixe A. 4. convient pour les logements dans les cas suivants :

Roulements à billes installés sur des axes fixes (pour un même arbre, une seule des bagues intérieures doit alors être maintenue latéralement).

Roulements à galets ;

Roulements démontables.

Toutefois, ce montage fixe A. 4. ne doit être employé que pour des logements parfaitement exécutés qui ne risquent pas de déformer les bagues extérieures des roulements. Autrement, il faut s'en tenir exclusivement au montage *glissant A. 3.*

Le montage *dur A. 5.* ne s'emploie pas pour les bagues extérieures.

Les tableaux III et IV donnent les dimensions des calibres mâchoires et tampons nécessaires à la vérification des portées et des logements des roulements. Ces calibres sont établis d'après des cales Johamson à 20° C., les calibres indiqués ci-après supposent également un étalonnage à 20° C.

Pratique du montage. — Les portées des roulements doivent être bien cylindriques et posséder le même axe. Les épaulements des bagues intérieures doivent être exactement perpendiculaires à l'axe de l'arbre, ils doivent être raccordés à la portée suivant un arrondi dont le rayon est plus petit que celui des arrondis du roulement.

Les logements doivent également être bien cylindriques et posséder le même axe. Les épaulements des bagues extérieures doivent être raccordés à l'alésage du logement suivant des arrondis dont les rayons sont plus petits que ceux des arrondis du roulement.

Les portées et les logements doivent être de préférence rectifiés ; de toute façon, ils ne doivent présenter aucune trace d'outil de tour.

Pour éviter tout coincement au montage et pour tenir compte de la dilatation, il convient de ne fixer dans le sens latéral qu'un seul roulement (roulement fixe). Les autres roulements à billes doivent être libres de suivre la dilatation de l'arbre. La longueur du logement d'un roulement libre doit être franchement plus grande (plusieurs millimètres) que la largeur du roulement, de façon que les faces de la bague extérieure de ce dernier soient nettement dégagées.

Dans le cas d'un roulement fixe, il convient généralement de ne pas bloquer complètement les faces de la bague extérieure dans le palier, mais de laisser latéralement un jeu de 0mm,1 environ.

TABLEAU III. — **Montage des roulements sur les arbres.**

DIAMÈTRES	CALIBRES MACHOIRES POUR VÉRIFIER LES PORTÉES DES ARBRES Le côté maximum doit passer librement Le côté minimum ne doit pas passer					
	Montage glissant A. 3.		Montage fixe A. 4.		Montage dur A. 5.	
	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum
6 à 10,5	— 0,010	— 0,025	+ 0	— 0,015	+ 0,010	— 0,005
11 à 18	— 0,010	— 0,025	+ 0	— 0,015	+ 0,010	— 0,005
19 à 30	— 0,010	— 0,025	+ 0	— 0,015	+ 0,015	— 0
31 à 48	— 0,010	— 0,030	+ 0,005	— 0,015	+ 0,025	+ 0,005
49 à 75	— 0,015	— 0,035	+ 0,005	— 0,015	+ 0,035	+ 0,015
76 à 119	— 0,015	— 0,040	+ 0,005	— 0,015	+ 0,040	+ 0,020
120 à 175	— 0,020	— 0,045	+ 0,005	— 0,015	+ 0,045	+ 0,025
176 à 199	— 0,020	— 0,050	+ 0,005	— 0,015	+ 0,050	+ 0,030
200 à 265	— 0,025	— 0,055	+ 0,005	— 0,015	+ 0,055	+ 0,030

TABLEAU IV. — **Montage des roulements dans leurs logements.**

DIAMÈTRES	CALIBRES TAMPONS POUR VÉRIFIER LES LOGEMENTS Le côté minimum doit entrer librement Le côté maximum ne doit pas passer					
	Montage glissant A. 3.		Montage fixe A. 4.			
	Roulements à billes non démontables		Roulements à galets		Roulements démontables	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
0 à 49	— 0	+ 0,015	— 0,010	+ 0,005	— 0	+ 0,015
50 à 99	— 0	+ 0,020	— 0,015	+ 0,005	— 0	+ 0,020
100 à 199	— 0	+ 0,030	— 0,020	+ 0,010		
200 à 300	— 0	+ 0,050	— 0,025	+ 0,025		

Montage glissant A. 3. — Le montage *glissant A.* 3 s'effectue en faisant glisser à la main le roulement sur sa portée ou dans son logement.

Montage fixe A. 4. — Le montage *fixe A.* 4 peut se réaliser en frappant de légers coups de maillet sur tout le pourtour de la bague par interposition soit d'un jet de bronze, soit d'un morceau de tube laissant passer l'arbre et ne prenant appui que sur la face de cette bague.

Montage dur A. 5. — Le montage *dur A.* 5 peut se réaliser facilement en chauffant au préalable le roulement à 80° C. environ dans un bain d'huile parfaitement neutre, de même température.

GRAISSAGE DES ROULEMENTS

Le coefficient de frottement d'un roulement à billes bien conçu et dans lequel les gorges de roulement et les billes possèdent le poli spéculaire, est légèrement plus grand lorsque le roulement est graissé que lorsqu'il est complètement sec.

Il est néanmoins absolument nécessaire de graisser les roulements

pour protéger ce poli spéculaire et éviter l'oxydation qui est le principal ennemi du roulement.

Graissage à l'huile. — Il faut choisir une huile minérale soigneusement raffinée ne contenant pas d'alcali, contenant au maximum 0,10 0/0 d'acide libre et ne laissant pas de cendres. La viscosité de l'huile doit être choisie suivant la vitesse à laquelle tourne le roulement. L'huile doit être d'autant plus fluide que la vitesse est plus grande.

Jusqu'à 3.000 tpm environ, une bonne huile minérale ayant une fluidité de 80° Barbey (à 35° C.) ou une viscosité de 17° Engler (a 20° C.) donne de bons résultats.

De 5.000 à 10.000 tpm, une bonne huile de vaseline ayant une fluidité de 280° Barbey (à 35° C.) ou une viscosité de 5° Engler (à 20° C.) donne de bons résultats.

Entre 3.000 et 5.000 tpm, on peut également employer l'huile de vaseline ou ajouter simplement un peu de pétrole lampant de première qualité à l'huile minérale.

Il ne faut pas trop d'huile dans les paliers. Au repos, le niveau d'huile doit passer par le centre de la bille ou du galet situé au point le plus bas du roulement.

Graissage à la graisse. — Pour de faibles vitesses (inférieures à 1.500 tm. pour un roulement moyen) on emploie avec succès les graisses spéciales livrées par les fabricants de roulements à bille.

Exemples de calcul des charges appliquées aux roulements.

Charges dues aux engrenages. — Nous envisagerons brièvement les cinq cas principaux qui se rencontrent dans la pratique :

I. — Arbres parallèles :

a) Engrenages droits ;

b) Engrenages hélicoïdaux.

II. — Arbres perpendiculaires :

a) Roue et vis sans fin ;

b) Engrenages coniques, denture droite ;

c) Engrenages coniques, denture hélicoïdale.

Nous ne tiendrons pas compte, dans les calculs qui vont suivre, des poids propres des arbres, des roues, des pignons, etc... ; il sera facile, lorsque ces poids ne seront pas négligeables, de les ajouter aux forces de même sens agissant sur les paliers.

I *a*. — *Arbres parallèles*. — *Engrenages droits*.

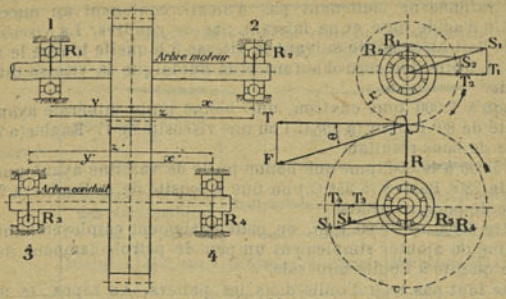


Fig. 202.

N = Puissance transmise en CV.
n = Nombre de tours par minute de l'arbre moteur.
r = Rayon en mètres, du cercle primitif de la roue motrice.
θ = Angle de poussée.

Le couple moteur est égal à :

$$C = 716{,}2 \times \frac{N}{n} \text{ kilogrammètres.}$$

Ce couple donne naissance à une force F appliquée au centre de la surface de contact des dents et qui se décompose en :

1° Une force dirigée suivant la tangente au cercle primitif de la roue :

$$T = \frac{C}{r};$$

2° Une force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la roue :

$$R = T \tang \theta = \frac{C}{r} \tang \theta.$$

Les charges sur les paliers se répartissent alors ainsi :

Palier 1 :

$$T_1 = T \times \frac{x}{z}, \qquad \text{et} \qquad R_1 = R \times \frac{x}{z}.$$

$$\text{Charge totale : } S_1 = \sqrt{T_1^2 + R_1^2}.$$

Palier 2 :

$$T_2 = T \times \frac{y}{z}, \quad \text{et} \quad R_2 = R \times \frac{y}{z}.$$

Charge totale : $S_2 = \sqrt{T_2^2 + R_2^2}$.

Palier 3 :

$$T_3 = T \times \frac{x'}{z'}, \quad \text{et} \quad R_3 = R \times \frac{x'}{z'}.$$

Charge totale : $S_3 = \sqrt{T_3^2 + R_3^2}$.

Palier 4

$$T_4 = T \times \frac{y'}{z'}, \quad \text{et} \quad R_4 = R \times \frac{y'}{z'}.$$

Charge totale : $S_4 = \sqrt{T_4^2 + R_4^2}$.

I *b*. — *Arbres parallèles*. — *Engrenages hélicoïdaux*.

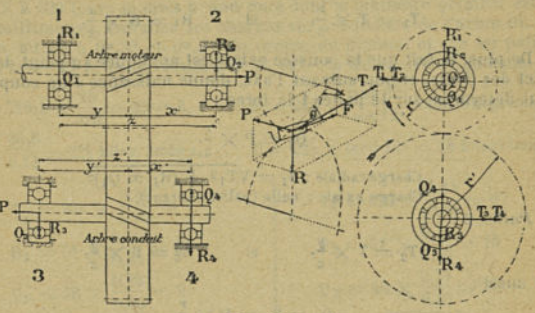


Fig. 203.

N = Puissance transmise en CV.
n = Nombre de tours par minute de l'arbre moteur.
r = Rayon, en mètres, du cercle primitif de la roue motrice.
r' = Rayon, en mètres, du cercle primitif de la roue conduite.
θ = Angle de poussée, mesuré dans un plan normal à la dent.
α = Angle de l'hélice.

Le couple moteur est égal à :

$$C = 716{,}2 \times \frac{N}{n} \text{ kilogrammètres.}$$

Ce couple donne naissance à une force F appliquée au centre de la surface de contact des dents et qui se décompose en :

1° Une force dirigée suivant la tangente au cercle primitif de la roue :

$$T = \frac{C}{r};$$

2° Une force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la roue :

$$R = T \times \frac{\text{tang } \theta}{\cos \alpha} = \frac{C}{r} \times \frac{\text{tang } \theta}{\cos \alpha};$$

3° Une force dirigée parallèlement aux axes :

$$P = T \text{ tang } \alpha = \frac{C}{r} \text{ tang } \alpha.$$

Les charges sur les paliers se répartissent alors ainsi

Palier 1 :

$$T_1 = T \times \frac{x}{z}, \qquad \text{et} \qquad R_1 = R \times \frac{x}{z}.$$

De plus, le fait que la poussée axiale est appliquée au point de contact des dents, et non suivant l'axe, donne naissance à un couple Pr qui détermine sur le paliér 1 la force :

$$Q_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_1 = \sqrt{T_1{}^2 + (R_1 \pm Q_1)^2}$.
Charge axiale : nulle (palier courant).

Palier 2 :

$$T_2 = T \times \frac{y}{z}, \qquad \text{et} \qquad R_2 = R \times \frac{y}{z},$$

et aussi :

$$Q_2 = Q_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_2 = \sqrt{T_2{}^2 + (R_2 \pm Q_2)^2}$.
Charge axiale : P (palier fixe).

Palier 3

$$T_3 = T \times \frac{x'}{z'}, \qquad \text{et} \qquad R_3 = R \times \frac{x'}{z'};$$

et aussi :

$$Q_3 = P \times \frac{r}{z'}.$$

Charge radiale : $S_4 = \sqrt{T_3{}^2 + (R_3 \pm Q_3)^2}$.
Charge axiale : P (palier fixe)

Palier 4 :

$$T_4 = T \times \frac{y'}{z'}, \qquad \text{et} \qquad R_4 = R \times \frac{y'}{z'};$$

et aussi :

$$Q_4 = Q_3 = P \times \frac{r'}{z'},$$

Charge radiale : $S_4 = \sqrt{T_4^2 + (R_4 \mp Q_4)^2}$.
Charge axiale : nulle (palier courant).

Nota. — Dans le calcul des charges radiales S, les forces R et Q s'ajoutent ou se retranchent, selon le sens de rotation des arbres et le sens de taille des hélices ; les signes supérieurs se rapportent au cas de la figure, ainsi que l'exemple numérique ci-dessous.

Exemple. — Soit un pignon dont le diamètre primitif est de 300 millimètres (angle de poussée = 15°, angle de l'hélice = 12°) transmettant 15 CV à 320 tours montés à une roue dont le diamètre primitif est de 500 millimètres, calculer les charges sur les paliers de l'arbre du pignon, situés à 0m,30 et 0m,50 du centre du pignon, et sur les paliers de l'arbre de la roue, situés à 0m,35 et 0m,15 du centre de la roue.

$$C = 716{,}2 \times \frac{15}{320} = 33^{kgm}{,}6, \qquad R = 224 \times \frac{\text{tang } 15^\circ}{\cos 12^\circ} = 61 \text{ kilogrammes},$$

$$T = \frac{33{,}6}{0{,}15} = 224 \text{ kilogrammes}, \qquad P = 224 \times \text{tang } 12^\circ = 48 \text{ kilogrammes}.$$

$$T_1 = 224 \times \frac{0{,}50}{0{,}80} = 140$$

$$R_1 = 61 \times \frac{0{,}50}{0{,}80} = 38$$

$$Q_1 = 48 \times \frac{0{,}15}{0{,}80} = 9$$

$$S_1 = \sqrt{140^2 + 29^2} = 143$$

$$T_2 = 224 \times \frac{0{,}30}{0{,}80} = 84$$

$$R_2 = 61 \times \frac{0{,}30}{0{,}80} = 23$$

$$Q_2 = 48 \times \frac{0{,}15}{0{,}80} = 9$$

$$S_2 = \sqrt{84^2 + 32^2} = 90$$

$$P = 48$$

$$T_3 = 224 \times \frac{0{,}15}{0{,}50} = 67$$

$$R_3 = 61 \times \frac{0{,}15}{0{,}50} = 18$$

$$Q_3 = 48 \times \frac{0{,}25}{0{,}50} = 24$$

$$S_3 = \sqrt{67^2 + 42^2} = 79$$

$$P = 48$$

$$T_4 = 224 \frac{0{,}35}{0{,}50} = 157$$

$$R_4 = 61 \times \frac{0{,}35}{0{,}50} = 43$$

$$Q_4 = 48 \times \frac{0{,}25}{0{,}50} = 24$$

$$S_4 = \sqrt{157^2 + 19^2} = 158$$

II *a*. — *Arbres perpendiculaires. Roue et vis sans fin.*

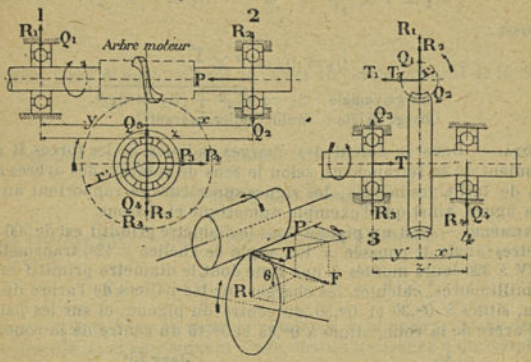


Fig. 204.

N = Puissance transmise en CV.
n = Nombre de tours par minute de l'arbre moteur.
r = Rayon, en mètres, du cercle primitif de la vis.
r' = Rayon, en mètres, du cercle primitif de la roue.
θ = Angle de poussée, mesuré dans un plan passant par l'axe de la vis.
α = Angle de la vis.

Le couple moteur est égal à :

$$C = 716{,}2 \times \frac{N}{n} \text{ kilogrammètres.}$$

Ce couple donne naissance à une force F appliquée au centre de la surface de contact des dents et qui se décompose en :

1° Une force dirigée suivant la tangente au cercle primitif de la vis, et par conséquent parallèle à l'axe de la zone ;

$$T = \frac{C}{r};$$

2° Une force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la roue ; et par conséquent parallèle à l'axe de la vis :

$$P = \frac{T}{\text{tang } \alpha};$$

3° Une force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la roue

$$R = T \times \frac{\text{tang}\,\theta}{\text{tang}\,\alpha}.$$

Les charges sur les paliers se répartissent alors ainsi :

Palier 1 :

$$T_1 = T \times \frac{x}{z} \quad \text{et} \quad R_1 = R \times \frac{x}{z};$$

De plus, le fait que la poussée axiale est appliquée au point de contact des dents, et non suivant l'axe, donne naissance à un couple Pr qui détermine sur le palier 1 la force :

$$Q_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_1 = \sqrt{T_1^2 + (R_1 \pm Q_1)^2}$.
Charge axiale : nulle (palier courant).

Palier 2 :

$$T_2 = T \times \frac{y}{z}, \quad \text{et} \quad R_2 = R \times \frac{y}{z}, \quad \text{et aussi} \quad Q_2 = Q_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_2 = \sqrt{T_2^2 + (R_2 \mp Q_2)^2}$.
Charge axiale : P (palier fixe).

Palier 3 :

$$P_3 = P \times \frac{x'}{z'}, \quad \text{et} \quad R_3 = R \times \frac{x'}{z'}, \quad \text{et aussi} \quad Q_3 = T \times \frac{r'}{z'}.$$

Charge radiale : $S_3 = \sqrt{P_3^2 + (Q_3 \mp R_3)^2}$.
Charge axiale : T (palier fixe).

Palier 4 :

$$P_4 = P \times \frac{y'}{z'}, \quad \text{et} \quad R_4 = R \times \frac{y'}{z'}, \quad \text{et auss} \quad Q_4 = Q_3 = T \times \frac{r'}{z'}.$$

Charge radiale : $S_4 = \sqrt{P_4^2 + (Q_4 \pm R_4)^2}$.
Charge axiale : nulle (palier courant).

Nota. — Dans le calcul des charges radiales S, les forces R et Q s'ajoutent ou se retranchent, selon le sens de rotation des arbres et le sens de taille des hélices ; les signes supérieurs se rapportent au cas de la figure ainsi que l'exemple numérique ci-dessous.

Exemple. — Calculer les charges sur les paliers d'un réducteur de vitesse ; l'arbre de la vis (diamètre primitif = 50 millimètres de l'hélice = 4° 30', angle de poussée = 17°) transmet 1,5 CV à 1.500 tours : minutes et est porté par deux paliers situés à 120 millimètres et à 80 millimètres du centre de la vis ; l'arbre de la zone (diamètre primi-

tif = 150 millimètres) est porté par deux paliers disposés symétriquement à 80 millimètres du centre de la roue.

$$C = 716{,}2 \times \frac{1{,}5}{1.500} = 0^{kgm},7, \qquad T = \frac{0{,}7}{0{,}024} = 61 \text{ kilogrammes},$$

$$P = \frac{28}{\text{tang } 4°30'} = 355 \text{ kilogrammes}, \qquad R = 28 \times \frac{\text{tang } 17°}{\text{tang } 4°30'} = 108 \text{ kilogrammes}.$$

$$T_1 = 28 \times \frac{0{,}12}{0{,}20} = 17$$

$$R_1 = 108 \times \frac{0{,}12}{0{,}20} = 65$$

$$Q_1 = 355 \times \frac{0{,}025}{0{,}20} = 44$$

$$S_1 = \sqrt{17^2 + 109^2} = 110$$

$$T_2 = 28 \times \frac{0{,}08}{0{,}20} = 11$$

$$R_2 = 108 \times \frac{0{,}08}{0{,}20} = 43$$

$$Q_2 = 355 \times \frac{0{,}025}{0{,}20} = 44$$

$$S_2 = \sqrt{11^2 + 1^2} = 11$$

$$P = 355$$

$$P_3 = 355 \times \frac{0{,}08}{0{,}16} = 177{,}5$$

$$R_3 = 108 \times \frac{0{,}08}{0{,}16} = 54$$

$$Q_3 = 28 \times \frac{0{,}15}{0{,}16} = 26$$

$$S_3 = \sqrt{177{,}5^2 + 28^2} = 180$$

$$T = 28$$

$$P_4 = 355 \times \frac{0{,}08}{0{,}16} = 177{,}5$$

$$R_4 = 108 \times \frac{0{,}08}{0{,}16} = 54$$

$$Q_4 = 28 \times \frac{0{,}15}{0{,}16} = 26$$

$$S_4 = \sqrt{177{,}5^2 + 80^2} = 194$$

II *b*. — *Arbres perpendiculaires*. — *Engrenages coniques à denture droite*.

Le couple moteur est égal à :

$$C = 716{,}2 \times \frac{N}{n} \text{ kilogrammètres.}$$

Ce couple donne naissance à une force F appliquée au centre de la surface de contact des dents et qui se décompose en :

1° Une force dirigée suivant la tangente au cercle primitif de l'engrenage moteur :

$$R = \frac{C}{r}$$

2° Une force dirigée parallèlement à l'axe de l'arbre moteur :

$$P = R \text{ tang } \theta \sin \beta$$

3° Une force dirigée parallèlement à l'axe de l'arbre conduit :

$$Q = R \text{ tang } \theta \cos \beta$$

Palier 1 :

$$R_1 = R \times \frac{x}{z} \qquad \text{et} \qquad Q_1 = Q \times \frac{x}{z}.$$

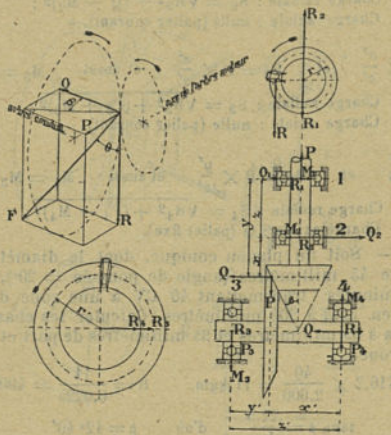


Fig. 205.

N = Puissance transmise en CV,
n = Nombre de tours par minute de l'arbre moteur.
r = Rayon, en mètres, du cercle primitif moyen de l'engrenage moteur (passant par le centre de la face de la dent).
r' = Rayon, en mètres, du cercle primitif moyen de l'engrenage conduit.
θ = Angle de poussée.
ϱ = 1/2 angle au sommet du cône primitif de l'engrenage moteur.

De plus, le fait que la poussée axiale est appliquée au point de contact des dents, et non suivant l'axe, donne naissance à un couple Pr qui détermine sur le palier I la force :

$$M_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_1 = \sqrt{R_1^2 + (Q_1 - M_1)^2}$;
Charge axiale : P (palier fixe).

Palier 2 :

$$R_2 = R \times \frac{y}{z} \quad \text{et} \quad Q_2 = Q \times \frac{y}{z} \quad \text{et aussi} \quad M_2 = M_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_2 = \sqrt{R_2{}^2 + (Q - M_2)^2}$;
Charge axiale : nulle (palier courant).

Palier 3 :

$$R_3 = R \times \frac{x'}{z'} \quad \text{et} \quad P_3 = P \times \frac{x'}{z'} \quad \text{et aussi} \quad M_3 = Q \times \frac{r'}{z'}.$$

Charge radiale : $S_3 = \sqrt{R_3{}^2 + (P_3 + M_3)^2}$;
Charge axiale : nulle (palier courant).

Palier 4 :

$$R_4 = R \times \frac{y'}{z'} \quad \text{et} \quad P_4 = P \times \frac{y'}{z'} \quad \text{et aussi} \quad M_4 = M_3 = Q \times \frac{r'}{z}.$$

Charge radiale : $S_4 = \sqrt{R_4{}^2 + (P_4 - M_4)^2}$;
Charge axiale : Q (palier fixe).

Exemple. — Soit un pignon conique, dont le diamètre primitif moyen est de 45 millimètres (angle de poussée = 20°), tournant à 2.600 tours minutes transmettant 40 CV à une roue de diamètre primitif moyen égal à 200 millimètres. Calculer les charges sur les paliers situés à 55 millimètres et 35 millimètres de part et d'autre du centre de la roue.

$$C = 716{,}2 \times \frac{40}{2.600} = 11 \text{ kgm.} \qquad R = \frac{11}{0{,}0225} = 490 \text{ kg.}$$

$$\text{tang } \beta = \frac{22{,}5}{100} \quad \text{d'où} \quad \beta = 12° 40'$$

$$P = 490 \times \text{tang } 20° \times \sin 12° 40' = 40 \text{ kilogrammes,}$$
$$Q = 490 \times \text{tang } 20° \times \cos 12° 40' = 174 \text{ kilogrammes.}$$

$$R_1 = 490 \times \frac{35}{80} = 215$$

$$Q_1 = 174 \times \frac{35}{80} = 76$$

$$M_1 = 40 \times \frac{22{,}5}{80} = 11$$

$$S_1 = \sqrt{215^2 + 65^2} = 225$$
$$P = 40$$

$$R_2 = 490 \times \frac{115}{80} = 705$$

$$Q_2 = 174 \times \frac{115}{80} = 250$$

$$M_2 = 40 \times \frac{22{,}5}{80} = 11$$

$$S_2 = \sqrt{705^2 + 239^2} = 744$$

$$R_3 = 490 \times \frac{85}{140} = 297$$

$$P_3 = 40 \times \frac{85}{140} = 24$$

$$M_3 = 174 \times \frac{100}{140} = 124$$

$$S_3 = \sqrt{297^2 + 148^2} = 332$$

$$R_4 = 490 \times \frac{55}{140} = 193$$

$$P_4 = 40 \times \frac{55}{140} = 16$$

$$M_4 = 174 \times \frac{100}{140} = 124$$

$$S_4 = \sqrt{193^2 + 108^2} = 221$$
$$Q = 174$$

II c. — *Arbres perpendiculaires. — Engrenages coniques à denture hélicoïdale.*

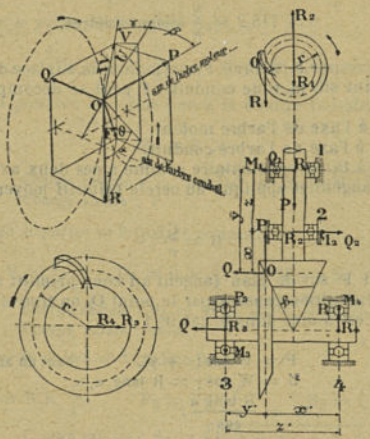


Fig. 206.

N = Nombre de chevaux transmis.
n = Nombre de tours par minute de l'arbre moteur.
r = Rayon primitif moyen de l'engrenage moteur, en mètres.
r' = Rayon primitif moyen de l'engrenage conduit, en mètres.
θ = Angle de poussée.
β = Demi-angle au sommet du cône primitif de l'engrenage moteur.
α = Angle des hélices coniques.

Quatre cas sont à envisager :

1° Engrenage moteur taillé avec *hélices pas à droite* et tournant dans le *sens des aiguilles d'une montre* pour un observateur placé en queue de pignon et regardant l'engrenage ;

2° Engrenage moteur taillé avec *hélices pas à droite* et tournant dans la *sens inverse des aiguilles d'une montre ;*

3° Engrenage moteur taillé avec *hélices pas à gauche* et tournant dans le *sens inverse des aiguilles d'une montre ;*

4° Engrenage moteur taillé avec *hélices pas à gauche* et tournant dans le *sens des aiguilles d'une montre*.

Les figures ci-contre se rapportent au cas n° 1.

Le couple moteur est égal à :

$$C = 716{,}2 \times \frac{N}{n} \text{ kilogrammètres.}$$

Il donne naissance à la force F, normale à la surface de contact des dents et agissant sur la roue conduite, F peut se décomposer en trois forces :

P Parallèle à l'axe de l'arbre moteur.

Q Parallèle à l'axe de l'arbre conduit.

R Parallèle à la perpendiculaire comme à ces deux axes et qui est aussi l'effort tangentiel appliqué au cercle primitif moyen du pignon.

Donc :

$$R = \frac{C}{r}.$$

En projetant F sur le plan tangent au cône primitif du pignon le long de la génératrice passant par le point O, on trouve, dans le cas de la figure, c'est-à-dire dans le cas n° 1 :

Calcul de P :

$$P = W \cos(\gamma + \beta), \qquad \gamma \text{ étant un angle auxiliaire}$$

$$U = W \cos\gamma = R \operatorname{tang} \alpha,$$

$$W = \frac{R \operatorname{tang} \alpha}{\cos\gamma};$$

d'où :

$$P = \frac{R \operatorname{tang} \alpha}{\cos\gamma}(\cos\gamma \cos\beta - \sin\gamma \sin\beta) = R(\operatorname{tang} \alpha \cos\beta - \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \gamma \sin\beta);$$

or :

$$\operatorname{tang} \gamma = \frac{V}{U} = \frac{\dfrac{R \operatorname{tang} \theta}{\cos \alpha}}{R \operatorname{tang} \alpha} = \frac{\operatorname{tang} \theta}{\sin \alpha};$$

d'où :

$$P = R\left[\operatorname{tang} \alpha \cos\beta - \frac{\operatorname{tang} \theta \sin\beta}{\cos \alpha}\right].$$

Calcul de Q :

En écrivant que :

$$Q = W \sin(\gamma + \beta) \text{ on trouve de même :}$$

$$Q = R\left[\operatorname{tang} \alpha \sin\beta + \frac{\operatorname{tang} \theta \cos\beta}{\cos \alpha}\right].$$

Ces valeurs de P et de Q sont également applicables au cas n° 3.

Pour les cas n° 2 et n° 4, les formules deviennent :

$$P = R\left[\frac{\tan g\,\theta \sin\beta}{\cos\alpha} + \tan g\,\alpha \cos\beta\right],$$

$$Q = R\left[\frac{\tan g\,\theta \cos\beta}{\cos\alpha} - \tan g\,\alpha \sin\beta\right].$$

Charge sur le palier n° 1 (palier fixe).

$$R_1 = R \times \frac{x}{z}, \qquad Q_1 = Q \times \frac{x}{z}.$$

De plus, la poussée P donne lieu à la charge radiale :

$$M_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_1 = \sqrt{R_1{}^2 + Q_1 + M_1)^2}$.
Charge axiale : P.

Charges sur le palier n° 2 (palier courant) :

$$R_2 = R \times \frac{y}{z}, \qquad Q_2 = Q \times \frac{y}{z}, \qquad M_2 = M_1 = P \times \frac{r}{z}.$$

Charge radiale : $S_2 = \sqrt{R_2{}^2 + (Q_2 + M_2)^2}$.
Charge axiale : nulle.

Charges sur le palier n° 3 (palier fixe) :

$$R_3 = R \times \frac{x'}{z'}, \qquad P_3 = P \times \frac{x'}{z'}, \qquad M_3 = Q \times \frac{r'}{z'}.$$

Charge radiale : $S_3 = \sqrt{R_3{}^2 + (P_3 - M_3)^2}$.
Charge axiale : Q.

Charges sur le palier n° 4 (palier courant) :

$$R_4 = R \times \frac{y'}{z'}, \qquad P_4 = P \times \frac{y'}{z'}, \qquad M_4 = M_3 = Q \times \frac{r'}{z'}.$$

Charge radiale : $S_4 = \sqrt{R^2{}_4 + (P_4 + M_4)^2}$.
Charge axiale : nulle.

Exemple. — Soit un pignon conique, taille Gleason, dont le diamètre primitif moyen est de 45 millimètres (angle de poussée = 20°, angle des hélices = 30°), tournant à 2.600 tours minutes : et transmettant 40 CV à une roue de diamètre primitif moyen égal à 200 millimètres. Calculer les charges sur les paliers situés à 115 millimètres et 35 millimètres du même côté du centre du pignon et sur les paliers situés à 55 millimètres et 85 millimètres de part et d'autre du centre de la roue.

Le pignon tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, et la

taille des hélices est à droite (comme sur la figure ci-contre :

$$C = 716{,}2 \times \frac{40}{2.600} = 11 \text{ kilogrammètres,} \qquad R = \frac{11}{0{,}0225} = 490 \text{ kilogrammes,}$$

$$\text{tang}\,\beta = \frac{22{,}5}{100}; \qquad \text{d'où} \qquad \beta = 12^\circ\,40'.$$

$$P = 490\left[\text{tang}\,30^\circ \times \cos 12^\circ\,40' - \frac{\text{tang}\,20^\circ \times \sin 12^\circ\,40'}{\cos 30^\circ}\right] = 230 \text{ kilogrammes,}$$

$$Q = 490\left[\text{tang}\,30^\circ \times \sin 12^\circ\,40' + \frac{\text{tang}\,20^\circ \times \cos 12^\circ\,40'}{\cos 30^\circ}\right] = 265 \text{ kilogrammes.}$$

$$R_1 = 490 \times \frac{35}{80} = 215$$

$$Q_1 = 265 \times \frac{35}{80} = 116$$

$$M_1 = 230 \times \frac{22{,}5}{80} = 65$$

$$S_1 = \sqrt{215^2 + 181^2} = 281$$

$$P = 230.$$

$$R_2 = 490 \times \frac{115}{80} = 705$$

$$Q_2 = 265 \times \frac{115}{80} = 381$$

$$M_2 = 230 \times \frac{22{,}5}{80} = 65$$

$$S_2 = \sqrt{705^2 + 446^2} = 834$$

$$R_3 = 490 \times \frac{85}{140} = 297$$

$$P_3 = 230 \times \frac{85}{140} = 140$$

$$M_3 = 265 \times \frac{100}{140} = 190$$

$$S_3 = \sqrt{297^2 + 50^2} = 301$$

$$Q = 265.$$

$$R_4 = 490 \times \frac{55}{140} = 193$$

$$P_4 = 230 \times \frac{55}{140} = 90$$

$$M_4 = 265 \times \frac{100}{140} = 190$$

$$S_4 = \sqrt{193^2 + 280^2} = 340$$

LE MOTEUR

Compression, détente.

τ = température initiale,
τ' = — finale,
p = pression initiale,
p' = — finale,
v = volume initial,
v' = — final.

Dans les moteurs thermiques, la compression ne suit pas absolument la loi adiabatique, à cause de l'influence des parois, qui cèdent de la chaleur aux gaz au début et leur en enlèvent à la fin, et de la vaporisation des gouttelettes de carburants. Cependant la pression et la température finales diffèrent peu de celles données par les formules théoriques :

$$\frac{\tau}{\tau'} = \left(\frac{p}{p'}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}, \qquad \left(\frac{\tau}{\tau'}\right) = \left(\frac{v'}{v}\right)^{0,4}.$$

Le tableau suivant donne les pressions en atmosphères absolues et les températures en degrés centigrades, la pression initiale étant la pression atmosphérique, et la température initiale de 20°.

$\frac{v'}{v}$	p' ATMOSPHÈRES absolues	τ' TEMPÉRATURES absolues	t' TEMPÉRATURES centigrades
1	1,00	293	20
2	2,64	387	114
3	4,65	455	182
4	6,96	510	237
5	9,52	558	285
6	12,3	600	327
7	15,3	638	365
8	18,4	673	400
9	21,7	706	433
10	25,7	736	463

La pression effective en atmosphères est égale à la pression absolue diminuée de l'unité. La pression effective en kilogrammes par centimètre carré est égale à la pression effective en atmosphères, multipliée par $1^{kg},033$.

Détonation.

Limites de la compression. — Le rendement thermique d'un moteur augmente avec la compression. Le maximum de compression est déterminé par l'élévation de température, qui doit être insuffisante pour produire l'auto-allumage des gaz. En moyenne, pour les moteurs à essence, le rapport entre le volume initial $V + v$ (cylindrée + chambre de compression) et le volume final v est égal à 5.

Mais cette limite est essentiellement variable :

1° Avec la nature du carburant employé ;

2° Avec le réglage du carburateur et par suite la richesse du mélange ;

3° Avec la forme de la chambre de compression, la disposition des soupapes et des bougies.

Nous avons vu dans le chapitre « carburants », l'aptitude des différents carburants à supporter la compression avant de détoner.

Influence de la richesse du mélange. — Les différents travaux qui ont été faits sur cette question, en particulier par Ricardo ont montré que le phénomène de détonation a lieu par suite de la formation d'une onde explosive dans le cylindre. Ceci apparaît quand la rapidité de la combustion de la portion de mélange explosif d'abord allumé est telle, que par suite de son expansion, il comprime la portion restante au-dessus d'un certain taux ; ce taux étant tel que la portion restante en question s'allume brutalement d'une façon explosive.

Influence de la forme de la chambre de compression. — Ricardo montre qu'il y a le plus grand intérêt pour eviter les phénomènes de la détonation à maintenir à l'intérieur de la chambre de combustion ce qu'il appelle la turbulence, c'est-à-dire que les gaz aspirés doivent toujours être animés à la fin de la période de compression d'une certaine vitesse tourbillonnaire, qu'il appelle la turbulence.

La disposition de la bougie doit être telle que la distance des électrodes au point le plus éloigné de la chambre d'explosion soit minime, il y a donc une position de la bougie à choisir de façon que tous les chemins des électrodes au point le plus éloigné soient en réalité égaux, ce qui correspond à une position centrale de la bougie. Si ceci ne peut être réalisé, il y a intérêt à ce que les distances des

électrodes aux parties les plus chaudes de la chambre soient plus courtes que les distances aux parties les plus froides, c'est-à-dire que la bougie soit plus près des soupapes d'échappement, qui seront les points les plus chauds, avec des soupapes d'admission qui seront toujours à une température moins élevée.

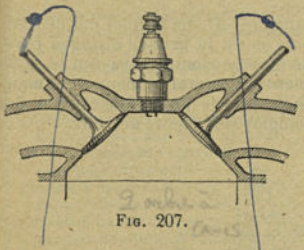


Fig. 207.

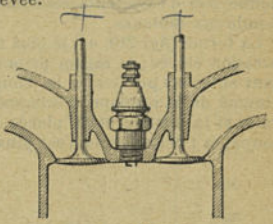


Fig. 208.

Dans le cas où il y a plusieurs centres d'allumage, c'est-à-dire plusieurs bougies, on doit considérer seulement une fraction des chemins, tout au moins en ce qui concerne les distances dans des directions voisines de celles des jonctions des électrodes mais à la condition essentielle que les étincelles se produisent aux bougies rigoureusement au même instant, ce qui est très difficile à réaliser si les bougies sont alimentées par des sources différentes.

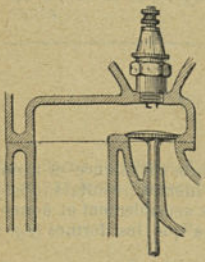


Fig. 209.

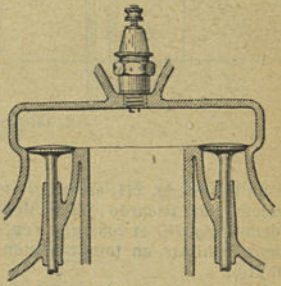


Fig. 210.

On peut ramener les formes des chambres de combustion aux formes principales (*fig.* 207 à 211).

Les formes (*fig.* 207 et 208) sont les meilleures et donnent au point de vue dénotation les meilleurs résultats, c'est-à-dire que c'est avec elles que l'on peut obtenir les plus hautes compressions.

La forme (*fig.* 209) est la forme normale dite culasse en **L** ; elle ne donne pas d'excellents résultats quoiqu'elle soit employée dans de nombreux moteurs.

La forme (*fig.* 210) est la plus mauvaise, elle ne permet pas de compression élevée ; la raison principale en est la grande distance existant entre les pointes de la bougie et par exemple le point le plus éloigné de la soupape d'échappement ; elle serait encore plus mauvaise si la bougie était placée au-dessus de l'une quelconque des soupapes : cette forme n'est plus employée à l'heure actuelle.

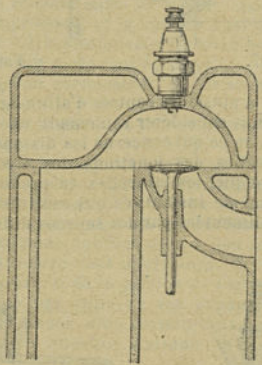


Fig. 211.

La forme (*fig.* 211) est la forme dite à haute turbulence et mise en valeur par Ricardo ; sans donner les mêmes résultats que les formes (*fig.* 207 et 208), elle s'en rapproche sensiblement et donne de bons résultats, en tous cas bien meilleurs que les formes (*fig.* 209 et 210).

Le tableau suivant met en évidence ces différences :

TYPES DE CHAMBRES	TAUX DE COMPRESSION admissible avec une essence-type	RENDEMENT spécifique
Chambre représentée par la figure 216 ; bougie au centre, rapport de course à l'alésage 2/1	5,4/1	100
Chambre représentée par la figure 217; bougie au centre, rapport de course à l'alésage 2/1	5,4/1	100
Chambre représentée par la figure 217 ; deux bougies aux côtés opposés	5,2/1	97
Chambre représentée par la figure 217 ; une bougie par côté	5/1	94
Culasse à haute tubulence (*fig.* 220), rapport de course à l'alésage 1,4/1	4,9/1	88
Culasse à haute tubulence (*fig.* 220), rapport de course à l'alésage 2/1	5/1	90
Culasse en L du type habituel (*fig.* 218), avec bougie au centre de la chambre de combustion	4,6/1	80
Culasse en L du type habituel (*fig.* 218), avec bougie au dessus de la soupape d'aspiration	4,4/1	77
Culasse en T (*fig.* 219), avec bougie au centre de la chambre de combustion	4,6/1	80
Culasse en T (*fig.* 219), avec bougie au dessus de la soupape d'aspiration	4,2/1	75

Vitesses des pistons.

La vitesse moyenne d'un piston est le quotient de deux fois la course par le temps employé à faire un tour :

$$V_m = \frac{2c}{t} = \frac{4r}{t} = \frac{4rN}{60}.$$

V_m, vitesse moyenne en mètres ;
r, rayon de la manivelle en mètres ;
N, nombre de tours par minute.

Lorsque le moteur est désaxé, la vitesse moyenne est plus grande

pendant la course descendante que pendant la course montante.

Pour les moteurs modernes, on admet comme vitesse de piston moyenne 12 mètres pour la puissance maximum, on atteint 18 mètres pour les moteurs de course.

Vitesse angulaire. — Nombre de tours.

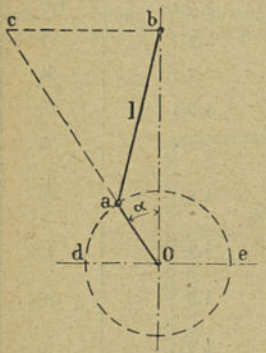


Fig. 212.

Le nombre de tours est :

$$N = \frac{60V_m}{4r},$$

et la vitesse angulaire :

$$\omega = \frac{\pi N}{30}.$$

Pour une position Oa de la manivelle (*fig.* 212), la vitesse du piston est :

$$V_1 = \omega r \sin\alpha\left(1 + \frac{r\cos\alpha}{\sqrt{l^2 - r^2\sin^2\alpha}}\right),$$

r et l étant les longueurs de la manivelle et de la bielle, et α l'angle de la manivelle et de la ligne des points morts.

Le maximum de vitesse a lieu pour :

$$\sin^6\alpha - \left(\frac{l}{r}\right)^2\sin^4\alpha - \left(\frac{l}{r}\right)^4\sin^2\alpha + \left(\frac{l}{r}\right)^4 = 0.$$

Pour $\frac{l}{r} = 4$

$$\alpha = \pm 77^\circ.$$

Le point correspondant au maximum de vitesse est très voisin du point où la bielle et la manivelle sont perpendiculaires.

Si l'on ne tient pas compte de l'obliquité de la bielle, le maximum de vitesse du piston a lieu lorsque la manivelle est perpendiculaire a

la ligne des points morts, et égale à la vitesse circonférencielle.

Pour $\frac{l}{r} = 4$, la vitesse maximum est

$$V_1 = V \times 1{,}0334,$$

et la vitesse pour la bielle et la manivelle perpendiculaires :

$$V_1' = V \times 1{,}0307,$$

V étant la vitesse circonférencielle du centre de la manivelle.

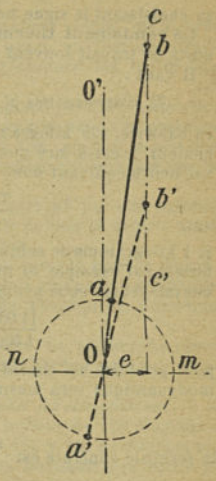


Fig. 213.

Moteurs désaxés.

Lorsque l'axe du cylindre *cc'* (*fig.* 213) est désaxé par rapport à l'axe *oo'* de l'arbre moteur, la course descendante a lieu pendant l'arc *ama'*, et la course montante pendant l'arc *ana'*. Le piston est aux points morts lorsque la bielle *ab* et la manivelle *oa* sont en ligne droite. Les vitesses moyennes pendant la descente et pendant la montée sont dans le rapport $\frac{V_m}{V_n} = \frac{a'na}{ama'}$.

Dans un moteur désaxé de *e*, la vitesse de piston est :

$$v = -\frac{\pi r n}{30}\left(\sin\alpha + \frac{r\sin\alpha - e}{b}\cos\alpha\right)$$

en appelant :

r, le rayon de la manivelle ;
n, le nombre de tours à la minute ;
α, l'angle que forme à chaque instant la manivelle avec OO' ;
b, la longueur de la bielle ;
e, le désaxage.

Les points morts sont déterminés par :

$$(b\sin\alpha)^2 = (e - r\sin\alpha)^2 \qquad \text{ou} \qquad q\sin\alpha = \pm(e - r\sin\alpha)$$

et

$$\sin\alpha = \frac{e}{r \pm b};$$

on a donc :

$$\sin\alpha_1 = \frac{e}{r+b}, \qquad \sin\alpha_2 = \frac{e}{r-b};$$

la vraie valeur de la course est :

$$e = (b + r) \cos \alpha_1 - (b - r) \cos \alpha_2,$$

en choisissant le signe négatif.

Le rendement thermodynamique. — Le cheval-heure est une unité de travail souvent utilisée.

Il vaut :

$$75 \text{ kilogrammètres} \times 3\,600 \text{ secondes} = 270\,000 \text{ kilogrammètres};$$

en calories, 425 kilogrammètres étant l'équivalent mécanique de la chaleur (c'est-à-dire que 1 calorie vaut 425 kilogrammètres), le cheval-heure équivaut donc à :

$$\frac{270\,000}{425} = 635 \text{ calories};$$

si 1 kilogramme de combustible a un pouvoir calorifique de 11 000 calories, par exemple, et que notre moteur consomme 300 grammes par cheval-heure, nous avons dépensé :

$$\frac{11\,000}{1\,000} \times 300 = 3\,300 \text{ calories};$$

pour produire un cheval-heure, soit 635 calories, le rendement thermodynamique sera mesuré par le rapport :

$$\frac{635}{3\,300} = 0{,}19;$$

la formule générale est :

$$\rho = \frac{635 \times 1\,000}{C \times c},$$

C, pouvoir calorifique du combustible ; c, consommation spécifique au cheval-heure.

Suralimentation.

La suralimentation. — Les premiers essais de suralimentation ont été faits sur des moteurs de course.

On peut, par admission forcée en fin d'aspiration, réaliser une puissance supérieure à celle qui correspond à la cylindrée et empêcher aux grandes vitesses la décroissance du couple moteur.

Dans le cas du quatre-cylindres ordinaire, le vilebrequin peut comporter deux manetons supplémentaires à 180°. Ces manetons commandent par un embiellage les pistons de deux cylindres compresseurs placés côte à côte. Chaque compresseur ayant une course de compression par tour pourra suralimenter deux cylindres.

En fin d'aspiration de chaque cylindre moteur, une distribution à boisseau ou à plateau envoie le mélange que le compresseur vient de comprimer.

Le compresseur peut comporter un carburateur spécial ou aspirer les gaz au carburateur du moteur ; il peut aussi, au lieu de suralimenter en fin d'aspiration, alimenter complètement les cylindres ; c'est le dispositif à alimentation totale.

Le compresseur à cylindres peut être remplacé par un ventilateur ; le débit est alors proportionnel à la vitesse de rotation et la pression de refoulement au carré de cette vitesse. Si l'on adopte le système d'alimentation totale, le ventilateur peut simplement envoyer sur le carburateur de l'air sous pression.

On peut aussi imaginer que le ventilateur soit mû par une turbine actionnée par les gaz d'échappement, le cycle moteur se trouve ainsi prolongé par le travail des gaz dans la turbine.

La suralimentation est du plus haut intérêt pour le moteur d'aviation, car elle peut permettre de réaliser jusqu'à une certaine altitude une pression constante p_0 des gaz frais en fin d'aspiration, donc une pression moyenne constante.

La surcompression, précédemment envisagée, ne permet de récupérer qu'une partie de la puissance qui serait perdue avec une compression normale.

Influence sur la puissance de la contre-pression à l'échappement (1). — Une série d'essais a été effectuée avec un moteur de 220 chevaux à 1.600 tours à circulation d'eau, 12 cylindres 114 × 139 de rapport volumétrique 4,7. Ce moteur était pourvu d'un boisseau à la sortie du tuyau d'échappement permettant de régler à volonté la contre-pression positive. Les contre-pressions négatives étaient obtenues en raccordant l'échappement à une chambre de dépression. Dans ces essais, l'air de l'admission était à la température et à la pression atmosphériques, les entrées des carburateurs donnant directement dans l'atmosphère.

Les conclusions générales de ces essais furent les suivantes : 1° l'effet d'élever la pression dans la tubulure d'admission au-dessus de celle qui règne dans la tuyauterie d'échappement est une augmentation de puissance directement proportionnelle à l'excès de la pression d'admission sur celle d'échappement. Elle est sensiblement indépendante de la vitesse du moteur ;

2° Si la pression dans la tubulure d'admission est maintenue à la pression atmosphérique normale du sol, tandis que la pression à l'échappement est inférieure, comme dans le cas du compresseur ac-

(1) D'après Devillers, *Le Moteur à explosions*. Dunod, éditeur, 2 vol., 916 p., 21 × 27, 1920 (*épuisé*).

tionné par le vilebrequin, le pourcentage d'augmentation de puissance par rapport à celle du sol est donné assez exactement par $18p$, étant en kilogrammes par centimètre carré, l'excès de la pression dans la tuyauterie d'admission sur celle d'échappement. Notons que les résultats varient légèrement suivant le type du moteur et même avec des moteurs théoriquement identiques. La cause en est due probablement à des différences dans le réglage de la distribution ;

3° Une contre-pression positive à l'échappement réduit davantage la puissance qu'une contre-pression négative correspondante ne l'augmente. L'effet s'accentue rapidement lorsque la contre-pression augmente. La moyenne des résultats observés sur deux moteurs du même type essayés, a indiqué en pour cent une perte de puissance égale à $18p + 24p^2$, p étant, en kilogrammes par centimètre carré, l'excès de la pression d'échappement sur celle d'admission.

Des essais sur des moteurs d'autres types ont montré que les résultats diffèrent notablement suivant les moteurs.

L'effet très prononcé d'une contre-pression positive, même relativement faible, provient probablement du fait que, lorsque la pression d'échappement est sensiblement supérieure à la pression d'admission, il reste après l'échappement des gaz brûlés sous pression dans le cylindre. Lorsque la soupape d'admission s'ouvre, ces gaz viennent altérer le mélange dans la tubulure d'admission. Dans le cas extrême où ce contre-coup est suffisamment intense pour atteindre le carburateur, l'essence peut en être chassée.

L'effet produit dépend en partie du rapport de compression et du réglage des soupapes, mais surtout de la forme de la tubulure d'admission ;

4° Une augmentation de la pression dans la tubulure d'admission ou de la contre-pression négative à l'échappement améliore le rendement volumétrique en réduisant la proportion de gaz brûlés, restant dans le cylindre à la fin du temps d'échappement. La consommation d'essence par cheval-heure se trouve en conséquence légèrement diminuée.

C'est ainsi que, pour une consommation normale de 230 grammes, on a noté avec une contre-pression de $0^{kg},600$ une consommation spécifique de 220 grammes.

Une contre-pression positive a des effets contraires. Une contre-pression de $+ 0^{kg},500$ a fait monter la consommation spécifique à 250 grammes ;

5° Une augmentation de la pression dans la tubulure d'admission augmente le rendement thermique et réduit la proportion de chaleur emportée par la circulation d'eau. Ce point est d'un grand intérêt pour l'établissement des radiateurs pour moteurs suralimentés.

On peut admettre que la quantité totale de chaleur à évacuer par le radiateur est constante pour toutes les contre-pressions négatives,

le rapport de cette quantité à l'équivalent calorifique de la puissance dominant à mesure que la contre-pression négative augmente.

PUISSANCE. — CONSOMMATION

La puissance est le produit du couple moteur par la vitesse de rotation.

Donc si le couple moteur était constant, la puissance pourrait croître indéfiniment ; or le couple moteur baisse plus ou moins rapidement suivant le type du moteur étudié et aux vitesses de rotation élevées, la baisse du couple moteur est telle que le produit de celui-ci par la vitesse de rotation, c'est-à-dire la puissance, passe par un maximum pour décroître ensuite très rapidement.

On admet généralement que le couple maximum correspond à une vitesse de gaz aux soupapes d'admission d'environ 40 à 50 mètres par seconde.

La vitesse des gaz à l'échappement a beaucoup moins d'importance et l'on peut admettre une vitesse de 50 0/0 plus élevée, ainsi que l'ont montré les essais de Ricardo.

Quant à la consommation par cheval-heure, pour une richesse donnée du mélange elle est minimum pour la vitesse qui correspond au couple maximum, ce qui était à prévoir *a priori* car à la vitesse du couple maximum le moteur se remplit également au maximum ; les effets du croisement des soupapes, ainsi que le retard à la fermeture d'admission et l'avance à l'ouverture d'échappement font que le moteur, aux petites vitesses de rotation, se remplit mal, la compression est faible, aux hautes vitesses les pertes de charge dans la tuyauterie d'alimentation occasionnent un mauvais remplissage et par suite diminuent la pression effective de compression ; or l'on sait que le rendement diminue, ou la pression effective, ce qui revient au même, lorsque la compression augmente.

La qualité du mélange, c'est-à-dire sa plus ou moins grande richesse ont également un effet sur la consommation par cheval-heure, c'est-à-dire le rendement thermique, ainsi que sur la pression moyenne, ou ce qui revient au même sur le couple moteur effectif.

La figure 214 montre l'influence de la qualité du mélange sur la pression moyenne et le rendement thermique.

On voit :

1° Que la pression moyenne, c'est-à-dire que le couple est maximum pour un mélange de 20 0/0 plus riche que le mélange théorique correct ;

2° Que le rendement thermique est maximum, c'est-à-dire que la

consommation est minima pour un mélange de 10 0/0 plus pauvre que le mélange correct ;

3° Que lorsqu'un moteur marche avec le mélange donnant le couple maximum, sa consommation est environ 25 0/0 plus élevée que lorsqu'il fonctionne avec un mélange donnant le meilleur rendement ;

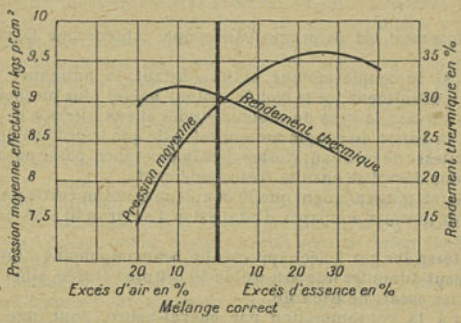


Fig. 214.

4° Lorsqu'un moteur fonctionne avec le mélange pauvre qui donne le meilleur rendement, la puissance n'est plus que les 85 0/0 de ce qu'elle serait avec le mélange riche qui donne la puissance maximum.

SOUPAPES

Actuellement toutes les soupapes sont commandées mécaniquement.

La surface de la soupape qui vient en contact avec son siège est formée par un tronc de cône de génératrice à 30° ou 45°. Quelquefois cependant la soupape vient s'appuyer sur une surface plane perpendiculaire à son axe, le siège est dit alors plat.

Si d_2 est le diamètre du conduit et h la hauteur de levée, la section de passage des gaz : S est dans les différents cas :

Siège à 45°..... $S_{45} = \pi(0{,}707 d_2 h + 0{,}03536 h^2)$
Siège à 30°..... $S_{30} = \pi(0{,}866 d_2 h + 0{,}375 h^2)$
Siège plat..... $S = \pi d_2 h$

Les sièges ont une largeur égale au $\frac{1}{10}$ du diamètre intérieur. Le diamètre des tiges est environ $\frac{1}{4}$ de celui-là, la levée généralement de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$ du diamètre du conduit. Elles sont renforcées de 1 à 2 millimètres vers la tête, à laquelle elles se raccordent par de grands arrondis (*fig.* 215).

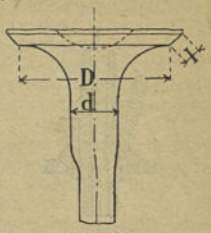


Fig. 215.

Ces clapets sont en acier demi-dur ou en acier au nickel, ou en acier au chrome, ou au tungstène pour les moteurs très poussés.

Ressorts. — Ils sont en acier fondu trempé, ou en corde à piano, non trempée. Leur tension est de 1 kilogramme à $1^{kg},5$ par centimètre carré de surface de clapet.

Sièges. — Les sièges sont tournés intérieurement et sur le dessus afin d'avoir une largeur uniforme. On laisse à cet effet une surépaisseur qui permet le dégagement de l'outil. L'intervalle entre la tête du clapet et la paroi de la chambre est au moins égal à la levée.

Clavettes. — L'épaisseur des clavettes est d'environ $\frac{1}{4}$ du diamètre de la tige et leur hauteur une fois et demie ce diamètre. Elles

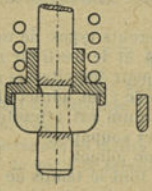


Fig. 216.

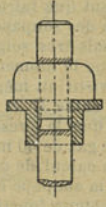


Fig. 217.

sont maintenues en place par la butée du ressort (*fig.* 216 et 217). Elles sont en acier fondu laminé ou découpé.

Guides. — Les guides de clapets sont en fonte douce, qui résiste mieux qu'un autre métal à la chaleur et au manque de graissage Ils sont rapportés pour permettre de les changer quand ils sont usés.

Ils doivent être bien concentriques avec les sièges. Les figures 218, 219 et 220 montrent quelques-unes des dispositions employées. Les

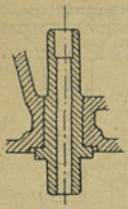


Fig. 218.

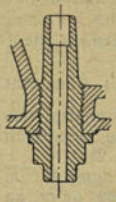


Fig. 219.

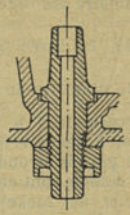


Fig. 220.

tiges de clapets ont environ $\frac{1}{20}$ à $\frac{1}{10}$ de millimètre de jeu dans les guides.

VITESSE DE GAZ ET PRESSION MOYENNE INDIQUÉE

Le seul moyen que l'on ait à sa disposition dans un moteur normal d'automobile pour en retirer le maximum de puissance est de diminuer autant que faire se peut les résistances dans les tuyauteries et à la section des soupapes en particulier.

Des essais très soigneux faits sur différents types de moteurs ont montré que le moment moteur maximum et le meilleur rendement, ce qui revient au même, ont été obtenus pour des vitesses de gaz aux soupapes entre 37 et 43 mètres par seconde : on admet d'une façon générale que la pression moyenne maximum est atteinte pour une vitesse de gaz de 40 mètres à la section des soupapes.

Pour le calcul de cette vitesse de gaz, on admet :

a) Que la soupape est ouverte pendant tout le temps de la course ;

b) Le moteur fonctionne avec une vitesse linéaire de piston constante.

On peut encore dire que la vitesse de gaz aux soupapes, que l'on prend ici en considération est égale au produit de la vitesse linéaire de piston par le rapport entre la section de passage de gaz à la soupape et la surface du piston, cette section de passage étant calculée en prenant la surface extérieure d'un cylindre ayant pour diamètre le diamètre de l'orifice du conduit à la soupape et pour hauteur la levée

de la soupape ; il est bien entendu que seule la soupape d'aspiration est à considérer.

Il existe un léger avantage en faveur des moteurs où les soupapes arrivent directement dans la chambre de compression, le rendement maximum est réalisé pour des vitesses de gaz légèrement supérieures à 40 mètres, tandis que pour des moteurs où les soupapes sont placées dans des prolongements de la chambre de compression, le rendement maximum a lieu pour des vitesses de gaz légèrement inférieures à 40 mètres.

Tout bien considéré, on a plutôt intérêt à porter la vitesse de gaz aux environs de 50 mètres aux passages des soupapes que d'essayer de réduire cette vitesse, dans l'espoir d'un bon rendement, mais en compliquant la forme de la chambre d'explosion.

En ce qui concerne les soupapes d'échappement, on peut sans crainte augmenter notablement la vitesse de gaz à leur section, en comparaison de celle atteinte à la soupape d'aspiration.

Pendant qu'à la soupape d'admission des vitesses de gaz de 45 mètres à 50 mètres provoquent une baisse appréciable de charge et de pression moyenne, on ne peut pas remarquer de perte de puissances jusqu'à des vitesses de gaz à la soupape d'échappement allant jusqu'à 73 mètres par seconde.

ÉCOULEMENT DES GAZ

La vitesse d'écoulement des gaz, sous une pression $p_1 - p$, est :

$$v = \sqrt{\frac{2g}{1+\zeta}\,\frac{p_1 - p}{\gamma}}.$$

v, vitesse en mètres par seconde ;
ζ, coefficient de résistance variant suivant les orifices (mêmes valeurs que pour l'eau) ;
p_1 et p, pressions en mètres d'eau ;
γ, densité du gaz à la pression p_1, par rapport à l'eau.

Le tableau suivant donne les vitesses de v pour :

$$\zeta = 0{,}025, \quad \gamma = 1{,}234 \quad \text{et} \quad p_1 = \mathrm{H} = 10^{m},33.$$

PRESSIONS			VITESSES par seconde
centimètres d'eau	atmosphères	kilogrammes par centimètre carré	
2	$\frac{1}{516}$	0,002	17 mètres
5,5	$\frac{1}{183}$	0,0055	29 —
8	$\frac{1}{129}$	0,008	35 —
12	$\frac{1}{86}$	0,012	42 —
15	$\frac{1}{68}$	0,015	48 —
20	$\frac{1}{51}$	0,020	54 —
40	$\frac{1}{25}$	0,040	78 —

RÉSISTANCE DES TUYAUTERIES

Résistance des tuyauteries. — Calcul pratique de la résistance de la tuyauterie d'aspiration :

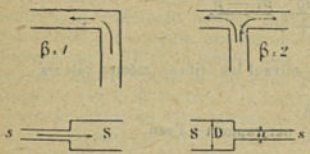


FIG. 221 et 222.

$$R = \frac{2gh}{Q^2},$$

Q étant le débit en volume ; h, la charge en hauteur du fluide ; g, l'accélération de la pesanteur ; R, la résistance totale, composée de la résistance de frottement ; R_f et R_c, la résistance due aux courbes et aux changements de section.

L'expérience montre que l'on peut mettre R_f sous la forme :

$$R_f = \alpha \frac{lp}{S^3}.$$

l, longueur en tuyautage ; p, périmètre ; S, section.

Le coefficient α pour lesgaz est voisin de 0,006 ; pour R_c, on a :

$$R_c = \beta \frac{1}{S^2},$$

β étant un facteur numérique dont voici la valeur :

1° Coudes à 90°, $\beta = 1$;

2° Coudes à 90° avec trois voies, $\beta = 2$;

3° Passage d'une section s à une section S :

$$R_c = \frac{1}{s^2}\left(1 - \frac{s}{S}\right)^2 ;$$

4° Passage d'une section S à une section s plus faible :

$$R_c = \beta \frac{1}{s^2},$$

β variant dans le rapport de section S et s. Si on désigne par D et d leur diamètre respectif et par α le rapport $\frac{d}{D}$, on a entre α et β la relation :

$$\alpha = 1 - 1{,}8\beta.$$

CYLINDRES

Matière des cylindres. — Les cylindres de moteurs d'automobile sont généralement en fonte grise ayant approximativement la composition suivante :

Fer	93,50 0/0	Phosphore	0,75 0/0
Carbone	3,25 —	Manganèse	0,50 —
Silicium	2 —	Soufre	< 0,10 —

Une telle fonte a une résistance à la traction minimum de 16,8 kilogrammes au millimètre carré et se coule bien.

On a souvent proposé d'employer l'acier pour les cylindres et il est à peine utile de rappeler que tous les moteurs d'aviation français ont leurs cylindres en acier embouti ou en aluminium avec chemise intérieure en acier.

Au cours de ces dernières années, une matière connue sous le nom de fonte au vanadium paraît appelée à une certaine extension dans la fabrication des cylindres. Ce vanadium n'existe qu'en très petite quantité dans les gueuses et il remplit pour la fonte le même rôle que quand on l'incorpore à l'acier : il élimine les impuretés et agit en somme comme nettoyeur.

Une fonte à cylindres doit être d'un grain dur et serré ; exempte de soufflures, de cendrures, de tapures et de corps étrangers, bien moulée et ne doit pas présenter de défauts à l'usinage. Les échantillons prélevés dans les moulages de chaque coulée doivent présenter la même composition à l'analyse et offrir une dureté Brinell d'environ 200.

Il est souvent très difficile d'allier une dureté Brinell de 200 avec une parfaite homogénéïté de la fonte qui ne doit pas être poreuse. Cette difficulté est d'autant plus grande que le bloc-cylindres est plus compliqué. Pour éviter cette difficulté, on a fait ces deux dernières années, particulièrement en Amérique, un large emploi de la fonte au nickel.

Pour une addition de nickel dans la cubilot, on améliore très sensiblement les qualités de la coulée et on atteint, sans difficultés particulières une dureté Brinell d'environ 220. Les cylindres se travaillent alors aisément et peuvent recevoir, par le procédé du « Honing » un beau poli spéculaire.

Cylindres à ailettes. — Le refroidissement par ailettes, sans ventilation spéciale, n'est applicable que pour des puissances ne dépassant pas 3 à 4 chevaux par cylindre. La hauteur des ailettes est de 25 à 30 millimètres, leur épaisseur de 2 à 3 millimètres et leur écartement de 10 à 15 millimètres. Elles sont disposées dans le sens du courant d'air et de façon à faciliter leur moulage.

Culasses rapportées. — On fait maintenant presque toujours le cylindre ou le bloc-cylindre en deux pièces, la culasse étant rapportée et serrée fortement par des goujons ou des boulons. Le joint se fait en métalloplastique.

Cylindres rapportés. — Il est assez difficile, surtout avec les moteurs à grande vitesse de rotation où la vitesse maximum de piston atteint et dépasse 15 mètres à la seconde, d'éviter l'usure des cylindres. La fonte au nickel est un premier palliatif contre ce défaut mais insuffisant pour les moteurs qui doivent fonctionner sans bruit une très grande durée. Le jeu qui prend naissance entre le piston et le cylindre provoque des bruits de claquement désagréables et des remontées d'huile dans la chambre de compression avec leurs conséquences désagréables au point de vue détonation et consommation d'huile. Pour éviter cet inconvénient on emploie, surtout en Angleterre, des cheminées rapportées en fontes spéciales. L'acier cémenté soigneusement rectifié et poli donné également satisfaction, ainsi que, comme il a été montré ces dernières années l'acier nitruré.

Boulons d'attache. — La section à fond de filet des boulons est calculée pour résister à l'effort maximum sur le fond du piston, à raison d'une charge de 6 à 8 kilogrammes par millimètre carré.

PISTONS

D'après DEVILLERS, *Le Moteur à explosions* (1).

Le rôle du piston est de former, avec les parois du cylindre, un espace clos de capacité variable, et de guider le pied de bielle dans son mouvement rectiligne.

Le piston, n'étant pas refroidi, s'échauffe, donc se dilate plus que le cylindre, et le fond du piston, en contact avec les gaz, se dilate plus que le bas. Il s'ensuit que le piston doit avoir un diamètre moyen inférieur à l'alésage du cylindre et être légèrement conique.

Pour obtenir l'étanchéité aux gaz, le piston est muni de segments tournés à un diamètre légèrement supérieur à l'alésage.

Une coupure est faite dans les segments pour leur permettre de prendre place dans les gorges du piston et d'exercer sur la paroi du cylindre une certaine pression.

La paroi du cylindre, qui est refroidie par l'eau, n'atteint guère une température supérieure à 100°.

Le fond de piston, en contact avec les gaz, n'a pas une température supérieure à 500°, qui est sensiblement la température moyenne régnant dans la chambre de combustion.

L'autre extrémité du piston est à une température n'excédant pas 300° et qui peut être notablement inférieure pour les pistons en aluminium.

Les segments, en contact avec le cylindre et le piston, atteignent une température d'à peu près 250°.

Pour un cylindre en fonte et un piston en fonte, on laisse pour un alésage de 100 millimètres, un jeu de $0^{mm},44$ à la partie supérieure du piston et moitié plus faible à la partie inférieure.

Le coefficient de dilatation de l'aluminium étant environ le double de celui de l'acier et de la fonte, il semblerait que l'on doive prévoir pour les pistons en aluminium un jeu beaucoup plus grand.

Il reste cependant du même ordre de grandeur, car le piston en aluminium s'échauffe notablement moins que le piston en fonte.

Les pistons en aluminium. — Les avantages du piston d'aluminium résident moins dans sa légèreté que dans sa conductibilité calorifique et sa capacité à radier la chaleur qu'il reçoit.

On constate, en effet, que, contrairement à ce qui a lieu pour les pistons en fonte, la température des pistons en aluminium se main-

(1) DUNOD, éditeur, 2 vol., 916 p., 21 × 27, 1920 (*épuisé*).

tient facilement en dessous de la température de décomposition des huiles de graissage. Les encrassements par dépôt de charbon, normaux sur les pistons en fonte ou en acier, ne s'y produisent qu'en très faible quantité.

On peut considérer que l'emploi de l'aluminium pour les pistons présente les principaux avantages suivants :

1° Gain sur le rendement, la puissance et le poids, en raison de la faible inertie des masses à mouvement alternatif, et aussi grâce à la marche avec des compressions élevées rendues possibles ;

2° Sécurité de marche, par suite de l'absence des grippages dus surtout aux dépôts charbonneux d'huile brûlée et évités avec l'aluminium.

Dans le tracé d'un piston en aluminium, il faut utiliser avant tout ses propriétés calorifiques et ne pas rechercher trop un piston léger qui risque d'être fragile.

En général, on munira les pistons de nervures intérieures dont le rôle essentiel est celui d'ailettes de refroidissement.

Ces ailettes ne peuvent être supprimées que pour les petits alésages et les moteurs à carter très bien refroidi.

Le profil théorique le plus rationnel pour ces ailettes au point de vue thermique, est constitué par deux arcs de cercle se raccordant à angle vif.

En pratique, on adopte un profil limité par deux droites avec une épaisseur croissante et approchant du fond de piston.

Mais pour les petits moteurs alésage inférieur à 75, on peut employer des pistons sans nervure avec une épaisseur de fond d'environ 5 à 7 millimètres.

Des nervures minces et en grand nombre donnent, à résistance égale, un piston plus léger que celui à nervures épaisses.

Il semble y avoir intérêt à disposer les nervures perpendiculairement à l'axe du piston, pour contrebalancer l'effet d'ovalisation dû aux dilatations tendant à se produire dans le sens des bossages.

On doit aussi remarquer que si la rigidité du piston n'est pas la même dans toutes les directions, le piston fléchit sous l'outil à l'usinage, ce qui amène une ovalisation pouvant atteindre plusieurs centièmes.

Les matages constatés, dans certains essais, sur les portées des axes de piston et sur les joues des gorges des segments sont dus à des alliages insuffisamment durs ou à des jeux.

L'addition d'une bague en bronze, présentant un coefficient de dilatation intermédiaire entre celui de l'acier et celui de l'aluminium et interposée entre l'axe et le bossage, facilite l'usinage. Elle a l'inconvénient de réduire d'autant la section du bossage, ce qui occasionne quelquefois des ruptures.

Cette douille peut être avantageusement supprimée avec des alliages

d'aluminium durs, possédant des qualités suffisantes d'antifriction.

Pour éviter le matage par les segments, il suffit de diminuer leur inertie en utilisant des segments de hauteur très réduite.

Les alliages qui ont fourni les meilleurs résultats à l'usage comprennent, en moyenne, 96 0/0 d'aluminium et 4 0/0 de cuivre. La charge de rupture à la traction est d'environ 34 kilogrammes au millimètre carré et l'allongement de 11 0/0.

Les impuretés (silicium et surtout fer) ont comme inconvénient moins de réduire les qualités mécaniques, que d'exagérer, à la fonderie, les tendances aux criques et aux porosités.

On doit veiller, avec des pistons en aluminium, à ce que la carburation ne se fasse jamais avec excès d'air.

Si l'échauffement consécutif ne produit pas de grippage, il peut provoquer un ramollissement local du piston amenant la formation d'un trou par lequel passent les gaz chauds en fondant le métal de proche en proche.

Des essais sont en cours pour remplacer les pistons en aluminium par des pistons en magnésium qui sont encore plus légers et encore meilleurs conducteurs de la chaleur ; ces essais semblent donner de bons résultats.

On a employé jusqu'ici les types d'alliage suivants : 88 0/0 de magnésium et 12 0/0 d'Al.

Magnésium presque pur ; 85 0/0 de magnésium et 15 0/0 de cuivre.

La pratique n'a pas encore sanctionné les résultats des premiers essais.

A l'étranger on emploie des alliages baptisés lynite en Amérique, électron en Allemagne.

Dimensions générales. — Celles les plus souvent adoptées sont les suivantes :

La hauteur est toujours plus faible que l'alésage ; sa valeur moyenne est 0,9*d*.

Le jeu au sommet est toujours compris, pour le diamètre, entre 0,5 et 1 millimètre par 100 millimètres d'alésage. On pourra adopter comme valeur moyenne $0^{mm},75$ à $0^{mm},80$.

On pourra admettre, comme jeu en diamètre à la base, environ $0^{mm},3$ par 100 millimètres d'alésage.

La conicité moyenne est d'environ $0^{mm},4$ sur le diamètre par 100 millimètres d'alésage et 100 millimètres de hauteur de piston.

On admet généralement que, étant donné la très grande importance de la déformation du jeu rigoureusement suffisant pour éviter le coincement, le problème doit être résolu expérimentalement pour chaque type de moteur ; les chiffres que nous donnons servent de point de départ.

Le piston est souvent cylindrique depuis son sommet jusqu'au dernier segment. La conicité n'est alors réalisée que dans la partie basse.

Le fond est presque toujours nervuré. Il est souvent plat, quelque-

fois concave ou convexe. Au point de vue de la théorie de la chaleur, les fonds concaves rapprochent la forme de la forme de la chambre sphérique, donc sont avantageux.

La forme plate est celle qui fournit l'échauffement minimum du piston, c'est donc elle qui nous semble préférable.

Les épaisseurs sont sensiblement les mêmes pour toutes les formes.

On peut donner aux fonds bien nervurés environ 5 millimètres d'épaisseur par 100 millimètres d'alésage. Avec des fonds peu ou pas nervurés, il faut adopter une épaisseur de 6 à $7^{mm},5$ par 100 millimètres d'alésage.

On met généralement de quatre à cinq nervures qui sont le plus souvent perpendiculaires à l'axe de piston. Les deux nervures extrêmes servent quelquefois d'entretoises entre les bossages et le fond de piston.

Les nervures doivent avoir au moins 2 à $2^{mm},5$ d'épaisseur à leur extrémité et de 3 à 5 millimètres à leur base.

La paroi latérale du piston a une épaisseur déterminée dans sa partie supérieure par les segments. A la base, on peut lui donner de 2 à 3 millimètres d'épaisseur.

L'axe de piston est au voisinage de la moitié de la hauteur du piston, le plus souvent légèrement en dessous.

Pour les moteurs à bielle courte, il est parfois nécessaire de ménager une encoche à la base des pistons.

Le très grand jeu nécessaire, quand on emploie des pistons en aluminium, a été la cause de troubles de fonctionnement dus à la remontée de l'huile dans la chambre de compression, quand le moteur marche à admission réduite, alors que les pistons sont presque froids et par conséquent peu dilatés.

Pour éviter cet inconvénient, il faut ménager dans le piston, juste au-dessous du segment inférieur, une rainure circulaire; au fond de cette rainure, on perce des trous également espacés (à environ 2,5 millimètres de diamètre) à travers les parois du piston. Le segment inférieur agit comme racleur d'huile; l'huile se rassemble dans la gorge et retombe dans le carter à travers les trous du piston.

Un avantage accessoire des pistons en aluminium est que les dépôts de charbon se forment moins vite sur eux que sur les pistons en fonte.

Pistons en fonte et en acier. — La fonte est le métal le meilleur marché et est facilement moulable. Il est difficile d'obtenir la légèreté sans arriver à des épaisseurs trop faibles, donnant une fragilité excessive.

Les pistons en acier sont résistants et légers, mais leur usinage est long et coûteux, ils sont maintenant presque abandonnés.

Pour le piston en fonte, l'emploi des nervures peut donner lieu à des tensions de dilatation considérables, étant donné l'échauffement du piston.

Pistons spéciaux. — Pour diminuer le jeu à laisser entre le cylindre et le piston on a utilisé ces derniers temps les pistons du type connu en Amérique sous le nom de « Nelson Bolualite ». La particularité de ces pistons est de constituer la « jupe » du piston isolé théoriquement autant que possible du fond de piston de façon que la dilatation de cette jupe soit aussi réduite que possible. D'autre part les parois de cette jupe sont reliées par deux plaques de métal spécial qui y sont incorporées. Ces plaques sont en invar, métal spécial à haute teneur en nickel, qui jouit de la propriété de se dilater très peu ; il en résulte que le jeu entre le piston et le cylindre reste sensiblement constant quelle que soit la température de fonctionnement du moteur et que par suite l'on peut monter les pistons dans le cylindre avec un jeu très faible. On évite ainsi le claquement à froid du piston dans le cylindre.

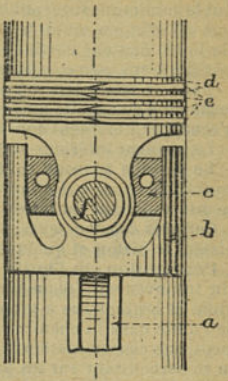


Fig. 223.
a, bielle ; — *b*, jupe du piston ; — *c*, pièce en invar maintenant constant le jeu du piston ; — *f*, axe de piston ; — *e*, segments ; — *d*, partie inférieure du piston.

Segments. — Pour les pistons en aluminium, on utilise généralement des segments de faible hauteur, pour éviter les matages de l'aluminium dus à l'inertie des segments et à leur frottement contre les parois du cylindre.

Lorsqu'on place deux segments par gorge, on peut adopter une hauteur *e* pouvant varier de 2mm,5 à 3mm,5 et lorsqu'on n'utilise qu'un segment par gorge, on peut lui donner de 6 à 6mm,5 de hauteur.

Le nombre des segments est généralement de quatre.

Au point de vue de la consommation et de la carbonisation de l'huile, il est important que les segments soient montés dans les gorges aussi justes que possible. Il y a intérêt, à ce point de vue, à en placer deux par gorge.

On doit veiller à ce que les faces des gorges ne puissent coincer les segments.

On peut admettre un jeu dans chaque gorge d'environ 0mm,2 aussi bien en hauteur que suivant le rayon.

Les pertes mécaniques par frottement du piston dépendent principalement de la présence de l'huile carbonisée qui augmente beaucoup la viscosité du lubrifiant. Il est donc nécessaire, aussi bien pour

le rendement mécanique que pour l'économie d'huile, que le piston, en descendant dans la course de détente, racle convenablement l'excès d'huile déposé sur les parois, de façon à en laisser derrière lui le minimum susceptible de brûler.

A cet effet, on munit le piston à sa partie inférieure d'un segment de faible hauteur destiné à racler l'huile, qui retombe dans le carter par des trous ménagés dans le piston en dessous du segment.

Dans le même but, on peut ainsi prévoir en dessous du dernier segment d'étanchéité une gorge avec des trous permettant à l'huile de s'échapper librement dans le carter.

Le segment inférieur agit alors comme un segment racleur d'huile.

Le perçage de trous sur toute la surface portante du piston se fait couramment, ce qui diminue notablement la quantité d'huile qui remonte au-dessus du piston.

Certains constructeurs, dans le but d'augmenter l'étanchéité, munissent le piston et quelquefois les segments de gorges circulaires.

Pénétration de l'huile dans la chambre de compression. — Un inconvénient fréquent qui se présente avec les pistons en aluminium et les moteurs à grande vitesse de rotation est la pénétration de l'huile dans la chambre de compression. Il en résulte non seulement une consommation exagérée de lubrifiant mais également l'huile en se carbonisant sur les parois de la chambre de compression et en particulier sur la porcelaine de la bougie provoque d'une part des phénomènes de détonation et d'autre part des ratés d'allumage, toutes causes de fonctionnement extrêmement défectueux du moteur.

Bien souvent la cause du mauvais fonctionnement est attribuée aux bougies et un temps précieux est gaspillé dans la recherche de bougies ne s'encrassant pas ; le problème pris de cette façon est insoluble et il faut absolument éviter la remontée de l'huile.

La méthode qui consiste à freiner le passage de l'huile aux coussinets de bielle pour éviter les projections sur les parois du cylindre offre l'inconvénient grave de provoquer un échauffement des coussinets de bielle jusqu'à leur fusion. Il ne faut pas oublier que dans les moteurs à grande vitesse de rotation où les coussinets sont soumis à des pressions spécifiques élevées, l'huile n'agit pas simplement comme lubrifiant, mais également comme agent de refroidissement chargé de dissiper la chaleur provoquée par le frottement du contact du vilebrequin et des différents paliers ; on a donc intérêt à activer la circulation de l'huile autant que faire se peut de façon à faire absorber par le lubrifiant le maximum de chaleur possible. L'huile, en s'échappant des paliers de bielle, se trouve projetée par la force centrifuge le long des parois du carter et des cylindres et tend à passer dans la chambre de compression par suite de l'effet de pompage occasionné par les segments de piston.

Le mécanisme de ce pompage est le suivant.

Au moment où le piston descend l'huile qui colle aux parois du cylindre par capillarité et par la pression que le piston exerce sur les parois du cylindre tend, sous l'influence du mouvement du piston, à être pressé contre les segments de piston et elle ne trouve d'autre issue qu'entre le segment et la paroi du cylindre, la pression du segment contre cette paroi étant insuffisante pour s'opposer à la pénétration de l'huile au-dessus du segment c'est-à-dire dans la chambre de compression.

D'autre part le segment de piston agit comme une pompe ; en effet, quand le piston descend, le segment par inertie colle à la partie supérieure de son logement et l'huile qui ne passe pas entre la paroi et lui se loge en dessous, entre le logement du segment et le segment lui-même ainsi que derrière lui ; quand le piston remonte, le segment se trouve porté sur la partie inférieure de son logement et l'huile se loge, en passant derrière lui, au-dessus du segment. Quand le piston descend de nouveau, l'huile qui est au-dessus du segment est pressée, une partie passe derrière le segment et une partie au-dessus, c'est-à-dire dans la chambre de compression.

Il s'agit, pour éviter le passage de l'huile dans la chambre de compression, d'éviter ces deux effets.

On facilite le retour du lubrifiant dans le carter en laissant à l'huile un passage où elle peut s'évacuer facilement, c'est-à-dire en perçant des trous au-dessous du dernier segment ; l'huile pressée entre la paroi du cylindre et le piston s'échappe facilement derrière le piston par les trous (*fig.* 224) et retourne facilement au carter ; le dernier segment doit agir comme segment racleur ; c'est-à-dire exercer une pression suffisante pour vaincre l'adhérence capillaire de l'huile contre la paroi ; on dispose généralement dans les moteurs modernes de trois segments normaux de compression et d'un segment racleur.

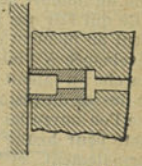


Fig. 224.

Enfin, pour éviter l'effet de pompage des segments, on a trois moyens principaux à sa disposition.

Tout d'abord ajuster les segments aussi justes que possibles dans leurs logements, mais ce moyen est quelque peu illusoire, surtout avec les pistons en aluminium, les logements après un certain temps de fonctionnement présentent un certain jeu.

On perce ensuite derrière le dernier ressort des trous en nombre important de façon qu'au moment où le piston commence son mouvement descendant l'huile puisse s'échapper derrière le segment et non au-dessus de lui dans la chambre de compression.

Un moyen qui donne de très bons résultats est de constituer le segment racleur d'une section, ainsi que l'indique la figure 225 ; le

segment présente une section avec deux arêtes vives et des trous ou des rainures entre celles-ci ; l'huile raclée s'échappe alors facilement. Ce segment de piston racleur (oil scrap ring) est généralement employé en Amérique.

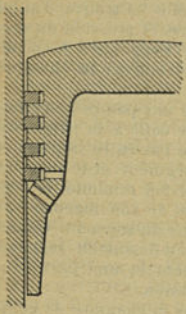


Fig. 225.

Il ne doit y avoir qu'un segment racleur, car si l'on disposait des trous aux autres segments de piston les gaz pourraient s'échapper également en même temps.

On croit très souvent qu'il y a une relation entre la dépression qui existe au-dessus du piston et la pénétration de l'huile dans la chambre de compression. Ce qui donne une apparence de raison à cette façon de voir est que les gaz d'échappement d'un moteur qui vient de marcher au ralenti sont d'une couleur bleuâtre au moment de la reprise, indice que de l'huile avait pénétré au-dessus du piston. En réalité cette opinion est fausse et des essais très précis ont montré que la quantité d'huile pénétrant dans la chambre de compression est uniquement une fonction du nombre de trous de moteur.

Ce qui fait que la couleur bleue de l'huile brûlée apparaît uniquement au moment de la reprise est le fait que la quantité de chaleur développée à l'intérieur de la chambre de compression pendant la marche au ralenti est insuffisante pour brûler l'huile qui s'accumule au-dessus du piston et le long des parois au-dessus de celui-ci ; dès que l'on ouvre les gaz, la quantité de chaleur développée est insuffisante pour brûler l'huile qui s'était accumulée et l'huile remontant normalement, et pendant toute cette période où l'huile en excès brûle, la fumée de l'échappement est bleuâtre pour devenir claire ou à peine teintée dès que l'huile amassée est brûlée et selon la quantité d'huile remontant au-dessus du piston.

Axes de pistons. — Le diamètre de l'axe est environ 0,2 et sa longueur de portée 0,4 du diamètre du cylindre. Par suite du jeu et des flexions, l'axe de piston peut être considéré approximativement comme un solide reposant sur deux appuis écartés de 0,6 D et portant une charge uniformément répartie sur une longueur L (*fig.* 226) :

$$d^3 = D^3 \frac{\pi}{4} \frac{p}{100 R_p}.$$

d, diamètre de l'axe en millimètres ;
D, diamètre du cylindre en millimètres ;
p, pression maximum par centimètre carré ;
R_p, charge pratique par millimètre carré (10 à 15 kilogrammes).

Lorsque l'axe est creux (*fig.* 227) :

$$\frac{I}{v} = 0{,}1\,\frac{d^4 - d'^4}{d} = D^3\,\frac{\pi}{4}\,\frac{p}{1\,000 R_p}.$$

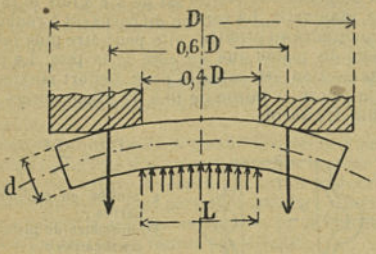


Fig. 226.

Fig. 227.

On conçoit qu'il ne soit pas possible de donner des chiffres exacts pour la valeur maxima de la pression d'explosion, mais nous ne serons pas loin de la vérité en admettant que cette pression est égale à quatre fois la pression absolue de compression avec admission de mélange explosif à la pression atmosphérique au commencement de la course de compression. Le tableau suivant donne ces maxima de pression pour des rapports de compression variés.

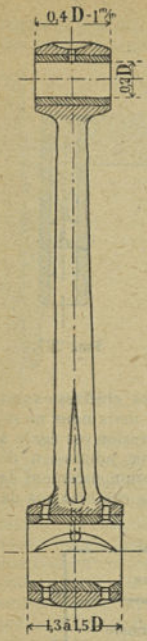
RAPPORT de compression	PRESSION D'EXPLOSION	
	Maximum	Normale
3	16	12,1
3,2	17,5	13,1
3,4	19	14,4
3,6	21	15,7
3,8	22,5	16,8
4	24	18,1
4,2	25,8	19,1
4,4	27,5	20,5
4,6	29	22
4,8	30,5	22,6
5	32,5	24,2

BIELLES

La longueur des bielles est de 4 à 5 fois le rayon de la manivelle. La section du corps est circulaire, rectangulaire ou profilée ; elle peut être plus faible du côté du piston que du côté de la tête. La plus petite section est calculée pour l'effort maximum sur le piston, à raison de 10 à 12 kilogrammes par millimètre carré.

$$s = \frac{\pi D^2}{4} \frac{p}{R_p}.$$

s, section en millimètres carrés ;
D, diamètre du piston en centimètres ;
p, pression maximum par centimètre carré ;
R_p, charge du métal par millimètre carré.



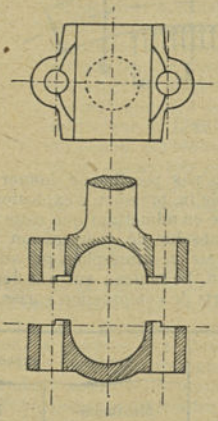


Fig. 228 et 229.

La section près de la tête est de 1,3 à 1,5 fois celle près du pied.

La longueur des portées est de 0,4D pour le pied et de 0,5 à 0,6 de D pour la tête, avec 1 millimètre de jeu latéral pour faciliter le montage.

Le pied comporte une bague en bronze, en fonte ou en acier cémenté et trempé, entrée à la presse, et un orifice de graissage largement fraisé sur le dessus.

Lorsque l'ensemble des manivelles est composé de volants et d'axes rapportés, la tête est d'une seule pièce, avec bague en bronze maintenue par des rivets en cuivre. Pour les moteurs à vilebrequin, la tête de bielle est en deux pièces, assemblées par deux ou quatre boulons. Il est préférable de maintenir le chapeau dans sa position exacte par un emboîtement en bout (*fig.* 228 et 229) fait au tour plutôt que par les boulons seulement. Les coussinets sont arrêtés par des ergots ou par les boulons lorsque ceux-ci sont assez rapprochés. Les coussinets sont en bronze, bronze phosphoreux ou bronze régulé ou souvent le

régule est collé directement sur l'acier. La section totale des boulons d'assemblage à fond de filets est égale à la plus petite section de la bielle.

Quand le graissage se fait par barbotage, les têtes des bielles sont munies de rainures et de trous de graissage largement évasés. Les bielles se font en acier demi-dur matricé ou en acier spécial chrome-nickel ; on commence à faire des bielles en aluminium, le portage des coussinets se faisant directement sur l'aluminium ; dans ce cas l'axe du piston aussi bien que le vilebrequin doivent être cémentés.

Bielles tubulaires. — Quand les pièces à mouvements alternatifs doivent être aussi légères que possible, comme par exemple dans les moteurs de voiture de course ou autres moteurs à grande vitesse, les bielles employées sont parfois tubulaires. Dans ce cas, l'ébauche est forgée pleine, à section circulaire, et, à l'usinage, on la perce d'un bout à l'autre, et on tourne l'extérieur.

Étant usinées partout. ces bielles ont une section plus uniforme que celles dont une partie reste brute d'estampage, et, en conséquence, on peut admettre un coefficient de résistance plus élevé.

Dans certains moteurs à bielles tubulaires en acier au chrome-nickel, traité, le coefficient de résistance se trouve au voisinage de 25^{kg},2 par millimètre carré.

La plupart des dessinateurs de moteurs de course ne vont cependant pas aussi loin, et admettent qu'un effort de 16,8 kilogrammes par millimètre carré représente une base moyenne pour le corps des bielles tubulaires en acier spécial traité.

Bielles en métal léger. — Des essais ont été faits de bielles exécutées en différents alliages légers et les résultats ont été satisfaisants. On a employé le duralumin, l'alpax, alliage d'aluminium et de silicium et le magnésium. Il faut faire grande attention, lorsqu'on emploie des bielles en métal léger, d'augmenter les sections en conséquence de façon à ne faire travailler le métal qu'au tiers de la charge à laquelle est soumise une bielle en acier ; si l'on tient compte de cette précaution, on aura des résultats satisfaisants.

MANIVELLES. — VILEBREQUINS

Pour les moteurs à un et à deux cylindres, les manivelles sont généralement constituées par des axes en acier cémenté, trempé et rectifié, et des volants en fonte. Ce système est plus économique de fabrication que les vilebrequins forgés et permet l'emploi de bielles d'une seule pièce.

P étant la pression maximum sur le piston, et l la distance entre les points d'appui, le diamètre de l'entretoise d'un moteur monocylindrique est :

$$d = \sqrt[3]{\frac{5}{2}\frac{PZ}{R_p}}.$$

d, diamètre en millimètres ;
P, pression maximum sur le piston, en kilogrammes ;
Z, distance entre les points d'appui, en millimètres.

Pour un moteur à deux cylindres sans palier intermédiaire, les réactions des paliers sont :

$$F = P\frac{l''}{l} \quad \text{et} \quad F_1 = P\frac{l'}{l}.$$

Le moment fléchissant :

$$\mu = Fl' = F_1 l'' = P\frac{l'l''}{l},$$

et le diamètre de l'entretoise est donné par

$$\frac{I}{v} = 0{,}1d^3 = \frac{\mu}{R_p} = \frac{Pl'l''}{lR_p},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10Pl'l''}{lR_p}}.$$

Les vilebrequins d'une seule pièce se calculent de la même façon que les ensembles d'axes et de volants.

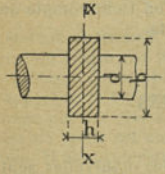


Fig. 230.

Pour les bras situés près des paliers, on donne à $\frac{I}{v}$ par rapport à l'axe XX' la même valeur qu'à la manivelle (*fig.* 230) :

$$\frac{bh^2}{6} = 0{,}1d^3.$$

Lorsqu'il y a des paliers intermédiaires, on peut avec sécurité considérer l'arbre comme reposant sur les deux paliers situés de part et d'autre de la manivelle considérée (*fig.* 231).

Pour de petits moteurs à 4 cylindres, on peut faire un vilebrequin

sans palier intermédiaire (*fig.* 246). Les portées qui fatiguent le plus

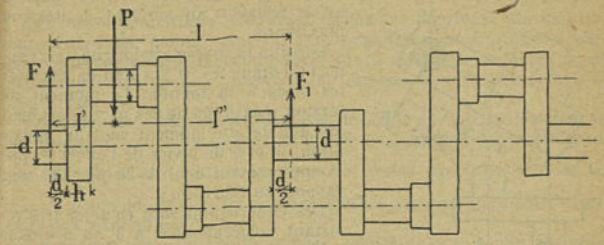


Fig. 231.

sont les intermédiaires. Leur moment fléchissant est :

$$\mu = Fl' = P\,\frac{l'l''}{l},$$

et leur diamètre :

$$d = \sqrt[3]{\frac{10}{R_p}\,\frac{Pl'l''}{l}}.$$

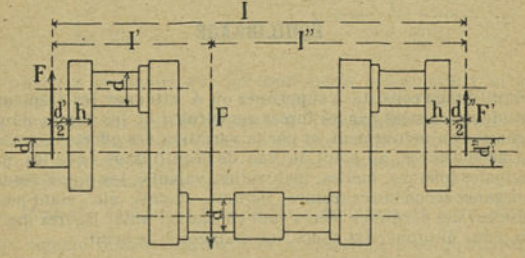


Fig. 232.

On donne le même diamètre aux portées des bielles extrêmes,

pour employer les mêmes pièces pour tous les cylindres. Les tourillons des paliers peuvent être plus faibles que ceux des bielles, pourvu qu'ils résistent au moment de torsion maximum.

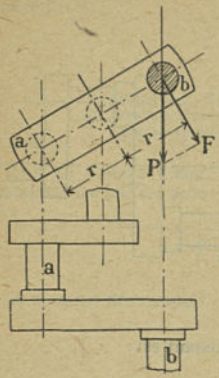


Fig. 233.

Lorsque la course est longue par rapport au diamètre, il y a lieu de calculer les soies à la torsion. Le moment de torsion maximum de ces parties est égal au double du moment moteur maximum, le bras de levier de l'effort F, par exemple, étant égal à $2r$ (*fig.* 233) par rapport au tourillon *a*.

Les vilebrequins sont en acier très résistant, généralement à 3 ou 5 0/0 de nickel. On les fait aussi en acier de cémentation, afin d'avoir des portées trempées et rectifiées qui se comportent mieux au frottement et grippent moins facilement lorsque le graissage n'est pas assuré d'une façon continue et abondante. Ce second mode de fabrication oblige à un travail assez long de redressage à la presse des pièces après la cémentation et après la trempe; il n'est pas employé pour les vilebrequins à graissage par circulation intérieure d'huile sous pression.

ÉQUILIBRAGE

L'équilibrage consiste à supprimer ou à atténuer les trépidations des moteurs causées par les forces centrifuges et les forces d'inertie des masses en mouvement, et par la variation des efforts moteurs.

On ne considère, au point de vue de l'équilibrage, que les pièces principales (pistons, bielles, manivelles, volants), les forces résultant des organes secondaires (cames, taquets, clapets, etc.) étant peu mportantes. Ces dernières pièces sont cependant aussi légères que possible, pour diminuer les chocs, les matages et le bruit.

Forces centrifuges.

Les forces centrifuges provenant de masses décrivant des cercles autour de l'axe moteur peuvent être complètement équilibrées par des contrepoids disposés de telle sorte que la résultante de leurs forces centrifuges soit égale et directement opposée à celle des forces à équilibrer.

Les masses considérées sont les axes, les têtes des bielles, les écrous, les bossages, toutes les parties tournantes n'ayant pas de symétriques par rapport à l'axe, et le $\frac{1}{3}$ des corps de bielles situés du côté de la tête, le poids de ces dernières masses étant supposé appliqué sur les axes des manivelles.

Les masses des contrepoids doivent satisfaire aux conditions suivantes (*fig.* 234 et 235) :

$$M\omega^2 r = M'\omega^2 r' \quad \text{ou} \quad \frac{P}{P'} = \frac{r'}{r},$$

et $P_1 \times r_1 + P_2 \times r_2 = P_3 \times r_3$ et $P_1 \times r_1 \times l_1 = P_2 \times r_2 \times l_2$.

Fig. 234.

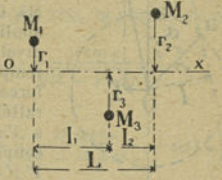


Fig. 235.

Il n'est pas nécessaire que les contrepoids soient égaux ni symétriquement placés.

Si, tout en étant égale et parallèle à la résultante des forces à équilibrer, la résultante des forces centrifuges des contrepoids ne lui était pas directement opposée, ces deux résultantes constitueraient un couple qui ferait osciller le moteur.

La méthode consistant à considérer la masse du $\frac{1}{3}$ du corps de bielle comme reportée sur l'axe de la manivelle n'est qu'approximative. En réalité, chaque point de la bielle décrit une courbe voisine d'une ellipse plus ou moins allongée et donne une force centrifuge qui varie à chaque instant, suivant la courbure de l'ellipse et la position de la bielle.

Forces d'inertie.

Les forces d'inertie proviennent des pièces animées de mouvements alternatifs. Par exemple, la bielle et la manivelle étant dans les positions *ab* et *oa* (*fig.* 236), le piston de masse M a une vitesse V de bas en haut. Lorsque la manivelle est arrivée au point mort *a*, la vitesse du piston est nulle. Pour que sa vitesse V ait été détruite, il a fallu qu'il soit soumis à une force retardatrice $F = Mj$. C'est cette force qui constitue la force d'inertie et qui se transmet par l'intermédiaire de la bielle et de la manivelle à l'ensemble du moteur et tend à lui faire suivre le mouvement du piston.

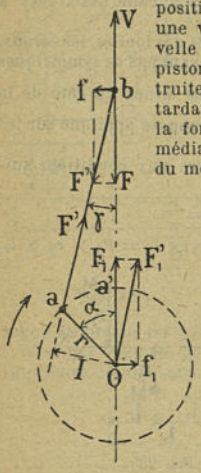


Fig. 236.

La force F' suivant la bielle est telle que sa composante F égale Mj. Cette force F' appliquée à la manivelle peut être remplacée par une force égale et parallèle appliquée à l'axe O et un couple de moment $F' \times l$. La force OF' donne deux composantes $OF_1 = F$ et $of_1 = bf$ dont la première est transmise au moteur et dont la seconde forme avec *bf* un couple égal et de sens inverse au couple $F' \times l$. Ces deux couples s'annulent, et le moteur ne reste soumis qu'à la force OF_1.

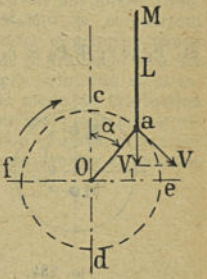


Fig. 237.

Lorsque la bielle est infinie (*fig.* 237), la vitesse du piston, pour une position α de la manivelle, est :

$$V_1 = V \sin \alpha = \omega r \sin \omega t,$$

étant le temps à partir de l'origine OC.

L'accélération est :

$$= \frac{dV}{dt} = \omega^2 r \cos \alpha,$$

et la force d'inertie :

$$F = Mj = M\omega^2 r \cos\alpha.$$

Elle est maximum en valeur absolue, pour $\alpha = 0$ et $\alpha = \pi$, aux points morts :

$$F_{max} = M\omega^2 r.$$

En ces points, elle est égale à la force centrifuge que donnerait la masse M appliquée sur la manivelle.

Elle est nulle pour :

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad \text{et} \quad \alpha = \frac{3\pi}{2}.$$

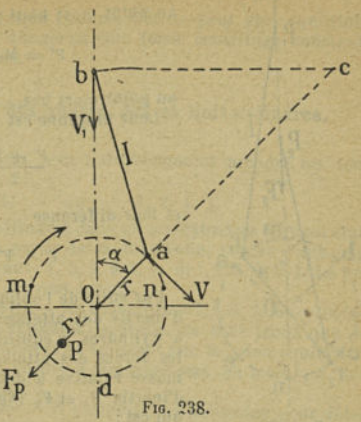


FIG. 238.

Pour une bielle de longueur finie l (*fig.* 238), la vitesse du piston est :

$$V_1 = V \times \frac{bc}{ac} = \omega r \sin\alpha \left(1 + \frac{r\cos\alpha}{\sqrt{l^2 - r^2\sin\alpha}}\right).$$

L'accélération est :

$$j = \frac{dV_1}{dt} = \omega^2 r \cos\alpha + \frac{\omega^2 r^2}{\sqrt{l^2 - r^2\sin^2\alpha}}\left(\frac{l^2\cos^2\alpha}{l^2 - r^2\sin^2\alpha} - \sin^2\alpha\right)^{(1)}.$$

Elle est nulle vers les positions rectangulaires de la bielle et de la manivelle et maximum et minimum aux points morts :

En haut :

$$j_{max} = \omega^2 r\left(1 + \frac{1}{n}\right);$$

En bas

$$j_{min} = \omega^2 r\left(\frac{1}{n} - 1\right), \qquad n = \frac{l}{r}.$$

Les forces d'inertie sont, en valeurs absolues :

$$F' = M\omega^2 r\left(1 + \frac{1}{n}\right),$$

(1) Approximativement $F = m\omega^2 r\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right)$.

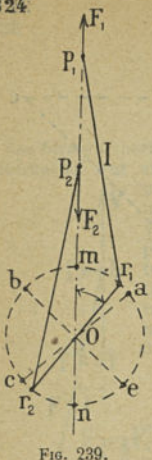


FIG. 239.

au point mort haut ;

$$F'' = M\omega^2 r \left(1 - \frac{1}{n}\right),$$

au point mort bas.

Leur moyenne est

$$\frac{F' + F''}{2} = M\omega^2 r,$$

et leur différence :

$$F' - F'' = M\omega^2 r \frac{2}{n}.$$

Par suite de l'obliquité des bielles, les forces d'inertie des attelages extrêmes d'un moteur à 4 cylindres n'équilibrent pas complètement les forces des attelages médians. M étant la masse relative à deux manivelles, les forces d'inertie F_1 et F_2 (*fig.* 239) ont une résultante qui est :

$$R = F_1 + F_2 = M\omega^2 r \left[\frac{2}{\sqrt{n^2 - \sin^2 \alpha}} \left(\frac{n^2 \cos^2 \alpha}{n^2 - \sin^2 \alpha} - \sin^2 \alpha\right)\right].$$

Elle est nulle pour :

$$\sin^4 \alpha - 2n^2 \sin^2 \alpha + n^2 = 0,$$

aux points *a*, *b*, *c* et *e*.

Elle est maximum aux points *m* et *n* et est

$$R_{max} = M\omega^2 r \frac{2}{n},$$

et minimum aux points *s* et *t* :

$$R_{min} = - M\omega^2 r \frac{2}{\sqrt{n^2 - 1}}.$$

Elle est dirigée vers le haut lorsque chaque paire de manivelles parcourt les arcs *ab* et *ec*, et dirigée vers le bas pendant le parcours des arcs *ae* et *bc*.

Pour $n = 4$:

$$R_{max} = M\omega^2 r \times 0{,}5 \quad \text{et} \quad R_{min} = - M\omega^2 r \times 0{,}516,$$
$$R_{max} - R_{min} = M\omega^2 r \times 1{,}016.$$

La grandeur et la direction de cette différence par rapport aux

manivelles changeant à chaque instant, elle ne peut être équilibrée par un contrepoids, qui donnerait une force centrifuge constante suivant un rayon déterminé.

Ordres d'allumage des quatre, six et huit-cylindres.

Quatre cylindres. — On peut indifféremment prendre les deux ordres suivants :

1, 3, 4, 2, ou 1, 2, 4, 3.

Six-cylindres. — Les cylindres dans un six-cylindres vertical étant numérotés 1, 2, 3, 4, 5, 6 à partir de la manivelle, l'ordre d'allumage est le plus souvent le suivant : 1, 5, 3, 6, 2, 4, ou 1, 2, 3, 6, 5, 4. Le premier ordre semble le plus souvent adopté.

Huit cylindres en V à 90°. — En numérotant 1, 3, 5, 7, les cylindres de gauche et 2, 4, 6, 8 les cylindres de droite, de telle façon que les têtes de bielles de ces cylindres se trouvent sur le vilebrequin dans l'ordre 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, l'ordre d'allumage sera ou bien 1, 8, 3, 6, 7, 2, 5, 4 ou 1, 8, 5, 4, 7, 2, 3, 6.

Huit cylindres en ligne. — Il y a plusieurs méthodes pour déterminer le vilebrequin d'un huit cylindres en ligne :

1° Considérer le moteur comme constitué par deux 4 cylindres mis bout à bout et décalés de 90° (*fig.* 240) ;

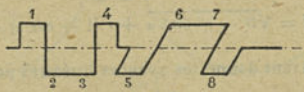


Fig. 240.

2° Considérer le moteur comme constitué par un 4 cylindres intercalé entre deux moitiés d'un quatre cylindres qui serait décalé de 90° par rapport au 4 cylindres central (*fig.* 241).

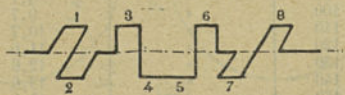


Fig. 241.

Le premier type de moteur est généralement désigné par la nota-

tion 4-4 ; le second par la notation 2-4-2. Les ordres d'allumage possible pour le premier type sont :

1 5 3 7 4 8 2 6
1 7 3 8 4 6 2 5
1 8 3 6 4 5 2 7
1 6 3 5 4 7 2 8

Pour le second type :

1 3 7 5 8 6 2 4
1 5 7 6 8 4 2 3
1 6 7 4 8 3 2 5
1 4 7 3 8 5 2 6

Calage des soupapes.

On distingue l'avance et le retard angulaires et l'avance linéaire ; aussi bien l'avance angulaire est comptée en degrés de rotation du vilebrequin à partir d'une position origine.

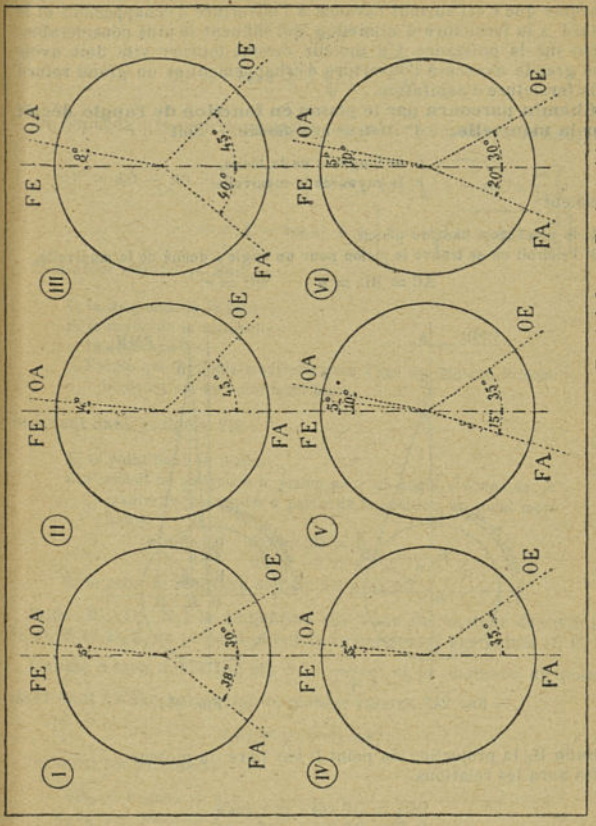
L'*avance angulaire* à l'échappement est d'environ 40°, comptée sur l'arbre moteur. L'*avance linéaire*, ou fraction de course *cd* de piston avant le point mort, est obtenue par la formule suivante :

$$cd = \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \alpha} + r(1 - \cos \alpha) - l.$$

Le tableau suivant donne les avances linéaires pour $\frac{l}{r} = 5$, suivant les courses et les avances angulaires :

COURSES	AVANCES ANGULAIRES	AVANCES LINÉAIRES
millimètres		millimètres
80	40°	7,8
90	»	8,7
100	»	9,7
110	»	10,7
120	»	11,6
130	»	12,6
140	»	13,6
160	»	15,5

Lorsqu'on se rapproche du rendement maximum, des variations quelquefois importantes dans la régulation font varier fort peu celui-



Extrait de Lumet, *Essais et réglage des moteurs.*

FIG. 242. — Schémas de calage de soupapes.

ci ; le réglage donnant le meilleur résultat à peu près dans presque toutes les circonstances peut être le réglage III (*fig.* 242). Il faut remarquer que c'est surtout l'avance à l'ouverture d'échappement et le retard à la fermeture d'admission qui influent le plus considérablement sur la puissance. Un moteur devant tourner vite doit avoir une grande avance à l'ouverture d'échappement et un grand retard à la fermeture d'aspiration.

Chemin parcouru par le piston en fonction de l'angle décrit par la manivelle. — 1° *Moteur non désaxé.* — Soit

b, la longueur de la bielle,
r, le rayon de la manivelle.

Soient

A, le point mort haut du piston,
B, l'endroit où se trouve le piston pour un angle α donné de la manivelle,

$$AC = BD = b \qquad OD = r.$$

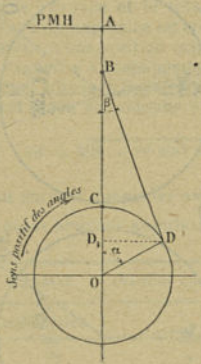


Fig. 243.

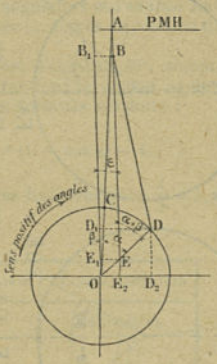


Fig. 244.

Enfin D_1 la projection du point D sur l'axe du moteur.
On aura les relations

$$OD_1 = OD \cos\alpha = r \cos\alpha,$$
$$D_1D = BD \cos\beta = b \cos\beta,$$
$$OB = r \cos\alpha + b \cos\beta.$$

La relation qui lie β à α est évidemment

$$\sin\beta = \frac{r}{b}\sin\alpha.$$

$$OB = r\cos\alpha + b\sqrt{1 - \sin^2\alpha\,\frac{r^2}{b^2}}.$$

On en déduit la course parcourue à partir du point mort haut A :

$$AB = AO - BO = b + r - \left[r\cos\alpha + b\sqrt{1 - \sin^2\alpha\,\frac{r^2}{b^2}}\right],$$

$$= r(1 - \cos\alpha) + b\left[1 - \sqrt{1 - \sin^2\alpha\,\frac{r^2}{b^2}}\right].$$

2° *Moteur désaxé.* — Soit

b, la longueur de la bielle ;
r, le rayon de la manivelle ;
ε, le désaxage ;
β, l'angle que forme la manivelle avec l'axe du moteur lorsque le piston est au point mort haut.

et soient dans la figure 244 :

A, le point haut du piston ;
B, l'endroit où se trouve le piston pour un angle α donné de la manivelle (à compter à partir de la position au point mort haut).

$$AC = BD = b,$$
$$OC = OD = r.$$

E, le point de rencontre de l'axe AB avec OD.

Enfin B_1, D_1, E_1, la projection sur l'axe du moteur des points B, D, E et D_2E_2 la projection sur l'axe horizontal pes points D, E.

L'angle β sera défini par $\sin\beta = \frac{\varepsilon}{r + b}$, et la distance du point mort haut à l'axe horizontal du moteur vaudra

$$AE_2 = (r + b)\cos\beta.$$

On aura les relations

$$OD_2 = r\sin(\alpha + \beta);$$
$$E_2D_2 = r\sin(\alpha + \beta) - \varepsilon;$$
$$E_1D_1 = E_2D_2\cot g(\alpha + \beta) = [r\sin(\alpha + \beta) - \varepsilon]\cot g(\alpha + \beta);$$
$$OE_1 = \varepsilon\cot g(\alpha + \beta);$$

$$B_1D_1 = \sqrt{(BD)^2 - (E_2D_2)^2} = \sqrt{b^2 - [r \sin(\alpha + \beta) - \varepsilon]^2};$$

$$B_1O = B_1D_1 + D_1E_1 + E_1O;$$

$$= \sqrt{b^2 - [r \sin(\alpha + \beta) - \varepsilon]^2} + [r \sin(\alpha + \beta) - \varepsilon] \operatorname{cotg}(\alpha + \beta) + \varepsilon \operatorname{cotg}(\alpha + \beta);$$

$$= \sqrt{b^2 - [r \sin(\alpha + \beta) - \varepsilon]^2} + r \cos(\alpha + \beta).$$

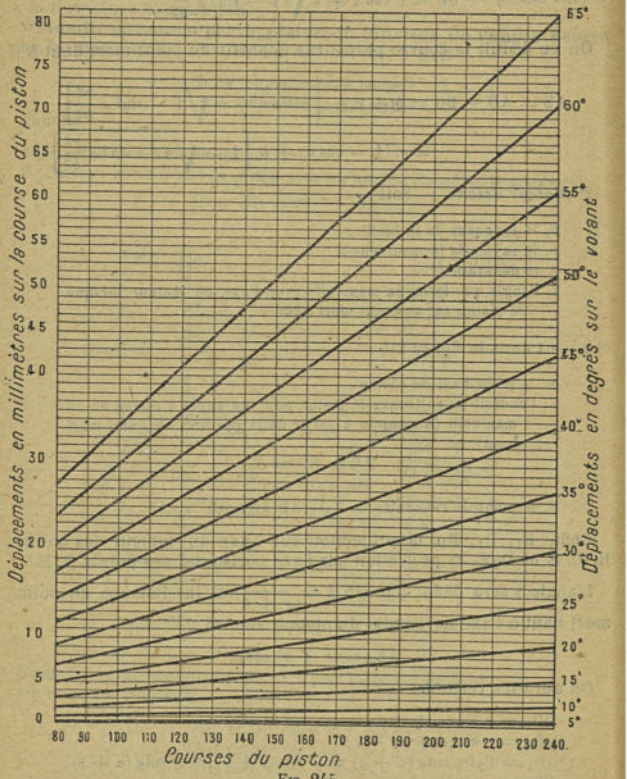


Fig. 245.

Le parcours effectué à partir du point mort haut sera ainsi :

$$AB = AE_2 - B_1O,$$
$$= (r + b)\cos\beta - \sqrt{b^2 - [r\sin(\alpha + \beta) - \varepsilon]^2} + r\cos(\alpha + \beta).$$

(Dans ces formules il faut tenir compte du signe des fonctions circulaires.)

Abaque de Grand Raymond. — L'emploi de l'abaque de Grand Raymond pour réglage de moteurs à explosion axes donnant la conversion des déplacements angulaires (en degrés) d'une manivelle de vilebrequin en déplacement linéaire (en millimètres) sur la course du piston et, réciproquement, calculée pour bielles de deux fois la course, pour moteurs de 80 à 240 millimètres de course et de 0 à 65° de déplacement angulaire.

Exemple. — Étant donnée une avance à l'échappement de 40° pour un moteur de 160 millimètres de course, se porter à la course 160 millimètres, suivre la verticale jusqu'à l'intersection de l'oblique indiquant 40° (point A) et se reporter sur l'horizontale correspondant à ce point, ce qui donne l'avance linéaire sur la course du piston, soit 22mm,7.

Inversement. — Connaissant une avance à l'allumage de 7 millimètres pour un moteur de 180 millimètres de course, se porter à l'horizontale 7 millimètres, suivre jusqu'à l'intersection de la verticale portant 180 millimètres de course (point B) et se reporter sur l'oblique passant par ce point, ce qui donne 20° d'avance au volant.

Réglage des soupapes.

Le réglage des temps d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission doit être déterminé de façon que :

1° Il doit entrer dans le cylindre, au moment de la marche à pleine puissance, un poids aussi important de mélange gazeux ;

2° Le travail de l'admission doit demander, à toutes les allures, une dépense d'énergie aussi faible que possible ;

3° Les soupapes doivent permettre, pendant le temps de l'admission, d'entretenir pendant l'admission une vitesse aussi grande que possible des molécules gazeuses à l'intérieur du cylindre, ce que Ricardo appelle la turbulence ;

4° En ce qui concerne les soupapes d'échappement, il suffit de considérer la contre-pression à l'échappement et de réduire celle-ci autant que possible. On admet que l'on peut tolérer à la soupape d'échappement des vitesses de gaz 50 0/0 plus hautes que les vitesses à la soupape d'admission ; à tous les points de vue on a intérêt à faire les soupapes d'échappement aussi petites que possible et la course aussi grande que possible.

L'ouverture de la soupape d'échappement doit être déterminée assez tôt, de telle sorte que la pression des gaz d'échappement tombe à la valeur de la pression atmosphérique avant que le piston commence à remonter, et elle doit rester assez longtemps ouverte de façon que les gaz brûlés s'échappent aussi complètement que possible.

On admet que ces conditions sont remplies lorsque la soupape d'échappement a accompli la moitié de sa course quand le piston est à son point mort inférieur, et, est encore ouverte d'une hauteur de 5 0/0 de sa course lorsque le piston est à son point mort supérieur.

VOLANTS

Puissance vive d'un volant. — Le travail emmagasiné dans la jante d'un volant, sous forme de puissance vive, est :

$$E = \frac{1}{4}\pi L \frac{\delta}{g} \omega^2 (R_2^4 - R_1^4) = \frac{1}{3600} L \frac{\delta}{g} \pi^3 n^2 (R_2^4 - R_1^4).$$

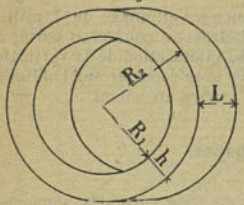


Fig. 246.

Le poids de la jante est :

$$P = \pi L \delta (R_2^2 - R_1^2).$$

Quand $\frac{R_2}{R_1}$ est peu différent de l'unité, on peut considérer le rayon moyen $R' = \frac{R_2 + R_1}{2}$.

La puissance vive est, approximativement :

$$E = V^2 R' \pi L h \frac{\delta}{g} = \omega^2 R'^3 \pi L h \frac{\delta}{g} = \frac{1}{900} L \frac{\delta}{g} \pi^3 h R'^3 n^2,$$

et le poids

$$P = 2\pi R' h L \delta.$$

E, puissance vive en kilogrammètres ;
L, largeur du volant en mètres ;
h, épaisseur du volant en mètres ;
δ, poids du mètre cube de métal, en kilogrammes
ω, vitesse angulaire ;
R_2, R_1 et R', rayons en mètres ;
n, nombre de tours par minute ;
P, poids en kilogrammes ;
V, vitesse circonférentielle en mètres par seconde.

Lorsque le volant passe de la vitesse ω à la vitesse ω', la variation

de puissance vive e est :

$$e = \frac{1}{4}\pi L \frac{\delta}{g}(R_2^4 - R_1^4)(\omega^2 - \omega'^2).$$

ou, approximativement, pour $\frac{R_2}{R_1}$ voisin de l'unité :

$$e = R'^3 \pi L h \frac{\delta}{g}(\omega^2 - \omega'^2).$$

Si $\omega - \omega' = \Delta\omega$ est petit par rapport à ω, on peut négliger le terme $\Delta\omega^2$ dans le développement de $(\omega + \Delta\omega)^2$ et les formules précédentes deviennent :

$$e = \frac{1}{2}\pi L \frac{\delta}{g}(R_2^4 - R_1^4)\,\omega\Delta\omega$$

et

$$e = 2R'^3 \pi L h \frac{\delta}{g}\,\omega\Delta\omega.$$

Force centrifuge sur un volant. — La force centrifuge tend à rompre le volant suivant un diamètre. Le métal travaille à la traction. La charge par unité de section est :

$$R_p = \frac{\omega^2\delta(R_2^3 - R_1^3)}{3g(R_2 - R_1)},$$

ou approximativement, lorsque $\frac{R_2}{R_1}$ est voisin de l'unité :

$$R_p = \frac{\delta}{g}\omega^2 R'^2 = \frac{\delta}{g}V'^2.$$

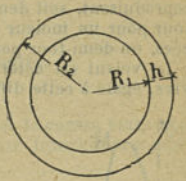


FIG. 247.

R' étant le rayon moyen ;
R_p, charge du métal, en kilogrammes par mètre carré ;
ω, vitesse angulaire ;
δ, poids du mètre cube de métal ;
$g = 9{,}81$;
R_2, R_1 et R', rayons en mètres ;
V', vitesse circonférentielle moyenne, en mètres par seconde.

Ces formules donnent la vitesse correspondant à une fatigue donnée du métal.

La première :

$$\omega = \sqrt{\frac{3R_p g(R_2 - R_1)}{R_2^3 - R_1^3}};$$

La seconde :

$$V' = \sqrt{\frac{R_p g}{\delta}} \quad \text{ou} \quad \omega = \frac{1}{R'}\sqrt{\frac{R_p g}{\delta}}.$$

On doit calculer les volants pour la plus grande vitesse qu'ils peuvent atteindre accidentellement, et avec un coefficient de résistance peu élevé (2 à 3 kilogrammes par millimètre carré pour la fonte ordinaire).

Calcul des volants.

Les volants ont pour but d'assurer la continuité et la régularité du mouvement de rotation, malgré les variations du travail moteur et du travail résistant.

Coefficient de régularité. — Le coefficient de régularité est le rapport $\frac{\Delta\omega}{\omega} = K$ entre la plus grande variation de vitesse angulaire $\Delta\omega$ et la vitesse moyenne ω, pendant un cycle complet. Cette variation correspond à la plus grande somme des différences entre le travail moteur et le travail résistant, en plus ou en moins du travail moyen, pendant une période au bout de laquelle les mêmes variations se reproduisent, soit deux tours pour un moteur monocylindrique, un tour pour un moteur à deux cylindres à explosions également espacées, un demi-tour pour un moteur à quatre cylindres, etc.

Le volant est déterminé de façon que sa variation de puissance vive, égale à cette différence entre les travaux moteur et résistant, corresponde à la variation de vitesse angulaire donnée par le coefficient de régularité.

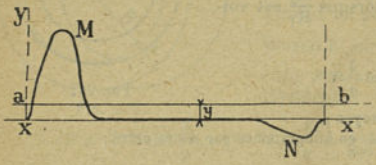


Fig. 248.

Dans plusieurs cas, tels que pour les voitures automobiles, les dynamos, etc., on peut considérer le travail résistant comme constant et l'effort tangentiel représenté par une ligne *ab* (*fig.* 248). Le travail moteur est positif lorsqu'il agit en sens inverse de la résistance (périodes d'explosions) et les efforts correspondants sont portés au-dessus de l'axe *xx*. Il est négatif pendant la compression et ses ordonnées sont en dessous de l'axe *xx*. On néglige généralement le travail passif négatif pendant l'aspiration et l'échappement.

Les efforts considérés et portés en ordonnées sont les efforts tangentiels à la manivelle, et les abscisses sont proportionnelles aux angles décrits par la manivelle.

On pourrait prendre comme abscisses les chemins parcourus par le piston, en déterminant les efforts résistants correspondant à ces

chemins, et tels que leur travail soit constant pour des arcs égaux, mais la méthode serait plus compliquée.

Pour déterminer le volant d'un moteur d'automobile pour un coefficient de régularité donné K, on procède comme suit :

Appelons :

T, le nombre de chevaux ;
n, le nombre de tours à la minute correspondant ;
t, le travail moyen pendant deux tours (quatre temps) ;
E_n, la puissance vive emmagasinée par un volant d'un moteur à W cylindres
g, l'accélération de la gravité (9m,81).

On calcule d'abord $t_4 = \frac{2 \times 60 \times 75 \times T}{n}$ en kilogrammes. Le tableau suivant donne la valeur de E_n en formation du coefficient de régularité K choisi ; on donne à K une valeur déterminée avec des types précédents qui ont donné satisfaction. Trop de facteurs entrent en ligne de compte, dont la destination de la voiture : tourisme ou sport, pour donner une règle générale.

Mise en marche des moteurs.

Couple de mise en marche. — L'alésage et la course étant exprimés en millimètres, le couple à exercer pour franchir la compression d'un cylindre a pour valeur :

$$m = \frac{l}{10}\left(\frac{d}{100}\right)^2.$$

m = valeur du couple en mètres-kilogrammes ;
= course en millimètres ;
d = alésage en millimètres.

C'est ainsi que pour un moteur de 80 d'alésage et de 150 de course, il vient $m = 9{,}6$ mètres-kilogrammes ; si le rayon de la manivelle est de 0m,25, l'effort tangentiel correspondant exercé par la main de l'opérateur sera de 38 kilogrammes.

Il faut encore ajouter à cette force celle qui provient de l'ensemble des résistances passives.

Pour franchir la compression d'un cylindre 160 × 180 d'un gros moteur d'aviation, il faudrait un couple de 46 mètres-kilogrammes.

Dimensions de bougies américaines (S. A. E.).

Embase à tête hexagonale 28mm,6 sur les plats. Épaulement circulaire, diamètre 28mm,6, épaisseur 4mm,8; face dressée annulaire de 3mm,2 de large (sur laquelle vient porter un joint métalloplastique). Partie portant le filet: 22 millimètres de diamètre, 12mm,7 de long, y compris la partie extrême cylindrique.

Partie adjacente à l'épaulement de 3mm,2 de large Diamètre à la base égal au diamètre extérieur de la partie filetée le diamètre de l'épaulement ne doit pas être moindre que 22 millimètres et pas plus grand que 22mm,7. Diamètre de la partie filetée : 22 millimètres (tolé-

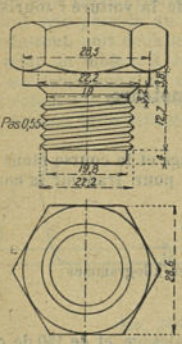


Fig. 249.

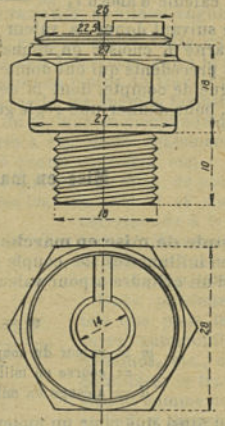


Fig. 250.

rance + 0 — 0,075 millimètre). Pas, 18 au pouce.

Forme du filet suivant modèle U. S., sans manque ni bavures ; les peux extrémités doivent être coniques, à un angle de 30°, avec les plans perpendiculaires à l'axe de la bougie.

Dimensions des bougies européennes.

Le filet a un diamètre de 18 millimètres et a $1^{mm},50$ de pas.

La partie filetée a 10 millimètres de longueur. Les autres dimensions sont données sur la figure.

Cette forme de bougie est universellement employée en France, et a été adoptée comme type en Grande-Bretagne.

EMBRAYAGES

Embrayage à cônes.

Le coefficient de frottement f du cuir gras sur fonte polie est d'environ 0,2, le coefficient de frottement d'une bonne garniture en matière amiantée sur fonte ou acier est d'environ 0,25 mais peut atteindre 0,40. L'angle α au sommet du cône varie de 20° à 25°, soit une pente de 0,176 à 0,222 de chaque côté. Le maximum d'entraînement sans coincement a lieu pour $\tan \frac{\alpha}{2} = f$, soit 22° 40' pour $f = 0,2$.

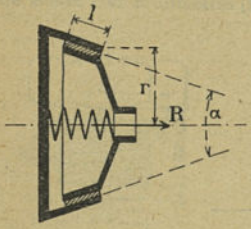


Fig. 251.

L'effort d'entraînement tangentiel sur le rayon moyen r est :

$$F = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi rn},$$

et la pression totale P entre les surfaces :

$$P = \frac{F}{f}.$$

On détermine l de façon que la pression p par centimètre carré de surface soit de 1 kilogramme à 3kg,5. Approximativement, $\cos \frac{\alpha}{2}$ étant voisin de l'unité, on a :

$$l = \frac{F}{2\pi rpf}.$$

La tension du ressort est :

$$R = P \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi rnf} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Tant qu'il n'y a pas entraînement complet, les cônes rentrent l'un dans l'autre comme si le frottement longitudinal n'existait pas. Il n'y a donc pas lieu de tenir compte de celui-ci dans les calculs :

F, effort tangentiel en kilogrammes ;
T, puissance en chevaux ;
r, rayon moyen en centimètres

n, nombre de tours par minute;
P, pression en kilogrammes;
f, coefficient de frottement de glissement;
l, largeur du cuir, en centimètres;
p, pression par centimètre carré;
R, tension du ressort en kilogrammes.

Exemple. — Pour T = 15 chevaux, $p = 1$ kilogramme, $r = 0^m,15$, $f = 0,2$, $\alpha = 22°$ et $n = 1\,200$, on a :

$$F = \frac{60 \times 75 \times 15}{2\pi \times 0,15 \times 1\,200} = 59^{kg},7,$$

$$P = \frac{59,7}{0,2} = 298^{kg},5,$$

$$l = \frac{59,7}{2\pi \times 0,15 \times 1 \times 0,2} = 3^{cm},1,$$

$$R = 298,5 \times \sin 11° = 57 \text{ kilogrammes.}$$

Embrayage à ruban.

Le frottement tend à produire l'enroulement, lorsque le ruban est suffisamment flexible. Les relations entre les forces et les éléments de l'embrayage sont :

(1) $t_\alpha = te^{f\alpha}$,

(2) $t_\alpha - t = F$,

(3) $F = \frac{M}{r}$,

(4) $t = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1}$,

(5) $p = \frac{t_\alpha}{rl}$.

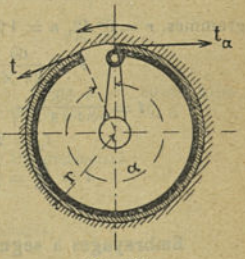


Fig. 252.

t, effort tangentiel exercé sur l'extrémité libre, en kilogrammes;
t_α, effort sur le point d'attache, en kilogrammes;
$e = 2,718$, base des logarithmes naturels (log nat $e = 1$);
f, coefficient de frottement des surfaces en contact (0,2 pour le cuir sur fonte);
α, arc d'enroulement, en radians :

$$\alpha = a° \times \frac{\pi}{180};$$

F, effort d'entraînement tangentiel, sur un rayon r, en kilogrammes;
M, moment de l'effort moteur, en mètres × kilogrammes :

$$M = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi n};$$

r, rayon en mètres ;
p, pression maximum entre les surfaces (vers le point d'attache), en kilogrammes par mètre carré (10 000 à 20 000 kilogrammes) ;
l, largeur du ruban, en mètres ;
T, puissance en chevaux ;
n, nombre de tours par minute.

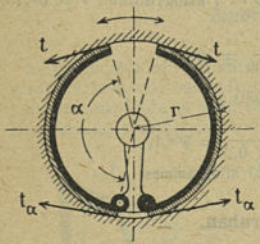


Fig. 253.

Les calculs sont les mêmes lorsque le ruban est extérieur au tambour, ou lorsque l'embrayage doit entraîner dans les deux sens (*fig.* 253).

Dans ce dernier cas, on ne tient compte que d'une moitié du ruban, l'effort d'entraînement de l'autre étant très faible.

La force centrifuge applique le ruban sur le tambour, lorsque celui-ci est extérieur ; il faut en tenir compte ou l'équilibrer par des contrepoids.

Exemple. — Soient $T = 12$ chevaux, $f = 0{,}20$, $\alpha = 6$, $v = 20\,000$ kilogrammes, $r = 0^m{,}12$, $n = 1\,200$ tours. On a :

$$F = \frac{60 \times 75 \times 12}{2\pi \times 0{,}12 \times 1\,200} = 59^{kg}{,}7,$$

$$t = \frac{59{,}7}{e^{0{,}2 \times 6} - 1} = \frac{59{,}7}{3{,}30 - 1} = 26 \text{ kilogrammes},$$

$$t_\alpha = 26 \times 3{,}30 = 85^{kg}{,}8,$$

$$l = \frac{t_\alpha}{pr} = \frac{85{,}8}{20\,000 \times 0{,}12} = 0^m{,}035.$$

Embrayages à segments rigides (*fig.* 254 et 255).

Par suite de l'usure qui se fait davantage aux parties qui frottent le plus, la pression normale entre les surfaces devient uniforme :

$$F \times r = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi n},$$

$$F = 2p'rlf\alpha.$$

$$P = 2p'rl \cos\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right),$$

$$P = 2p \ (p \text{ parallèle à } P).$$

F, effort tangentiel d'entraînement, en kilogrammes
n, nombre de tours par minute ;

r, rayon en mètres ;
T, puissance en chevaux ;
f, coefficient de frottement (0,07 à 0,10 pour métaux polis bien graissés) ;
p, effort sur chaque mâchoire, en kilogrammes ;
α, arc en radians ;
P, pression totale de chaque segment ;
p', pression normale entre les surfaces, en kilogrammes par mètre carré ;
l, largeur des segments, en mètres.

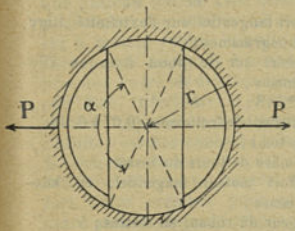


Fig. 254.

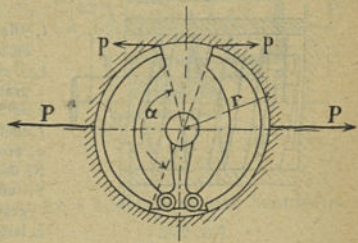


Fig. 255.

Exemple. — Soient T = 24 chevaux, $n = 1\,000$, $p' = 50\,000$ kilogrammes, $r = 0^m,200$, $f = 0,1$ et $\alpha = 2,10$ (angle de 120°). On a :

$$F \times r = \frac{60 \times 75 \times 24}{2\pi \times 1\,000} = 17,2 \text{ kilogrammètres,}$$

d'où :

$$F = \frac{17,2}{0,2} = 86 \text{ kilogrammes,}$$

$$= \frac{F}{2p'rf\alpha} = \frac{86}{2 \times 50\,000 \times 0,2 \times 0,1 \times 2,10} = 0^m,020,$$

$$P = 2 \times 50\,000 \times 0,2 \times 0,02 \times \cos 30^\circ = 353 \text{ kilogrammes,}$$

$$p = \frac{353}{2} = 176^{kg},5.$$

Embrayage spiral.

Cet embrayage est formé par un ressort spiral qui est fixé par une extrémité à l'un des arbres d'entrainement et qui se déroule ou s'en-

roule à l'intérieur ou à l'extérieur d'un tambour monté sur l'autre arbre, lorsqu'on exerce un effort t sur l'autre extrémité. Le frottement se fait métal sur métal

$$t_\alpha = te^{f\alpha}, \qquad \alpha = 2\pi N,$$

$$F = t_\alpha - t = t\,(e^{f\alpha} - 1) = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi r n},$$

$$p = \frac{t_\alpha}{rl} = \frac{te^{f\alpha}}{rl}.$$

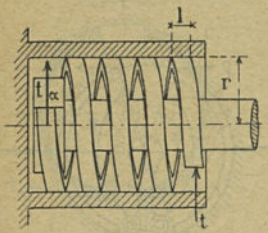


Fig. 256.

t, effort tangentiel sur l'extrémité libre, en kilogrammes ;
t_α, effort sur le point fixe, en kilogrammes ;
$e = 2{,}718$;
f, coefficient de frottement (0,07 à 0,10) ;
α, arc total ;
N, nombre de tours du ressort ;
F, effort moteur tangentiel, en kilogrammes ;
l, largeur du ruban, en mètres ;
p, pression maximum normale entre le ressort et le tambour par mètre carré (50 000 à 100 000).

Exemple. — Pour T = 12 chevaux, n = 1 200 tours, $r = 0^m{,}06$, N = 4,5 tours, p = 100 000 et $f = 0{,}1$, on aura :

$$\alpha = 2 \times 3{,}14 \times 4{,}5 = 28{,}26,$$

$$F = \frac{60 \times 75 \times 12}{2\pi \times 0{,}06 \times 1200} = 120 \text{ kilogrammes},$$

$$t = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{120}{e^{2{,}83} - 1} = \frac{120}{15{,}94} = 7^{kg}{,}52,$$

$$t_\alpha = 7^{kg}{,}52 \times e^{2{,}83} = 128^{kg}{,}388,$$

$$l = \frac{t_\alpha}{pr} = \frac{120{,}178}{100000 \times 0{,}06} = 0^m{,}021.$$

Embrayage à disques.

Il se compose de deux séries de disques intercalés, les uns solidaires du moteur, les autres de l'arbre à commander. Ils peuvent coulisser longitudinalement sur des broches ou des clavettes cémentées, trempées et rectifiées pour que les disques n'y fassent pas d'entailles.

Les disques sont serrés entre deux parties rigides par un ressort. On fait quelquefois une moitié des disques en cuivre et l'autre en acier. Il est préférable de les faire tout en acier doux, cémentés sur une faible épaisseur (1,5 à 2 dixièmes de millimètre) et planés après la trempe. Leur épaisseur varie entre 1 et 2 millimètres et leur nombre total entre 40 et 60, suivant les puissances à transmettre. Le disque touchant chaque plateau tourne avec celui-ci, pour éviter son usure. Le carter est à moitié rempli d'huile que l'on change de temps à autre. La pression entre les disques ne doit pas être inférieure à $0^{kg},5$ par centimètre carré, autrement l'huile n'est pas chassée, le coefficient de frottement est très faible et il faut un ressort trop fort. Cette pression peut atteindre 1 kilogramme par centimètre carré sans crainte de grippage :

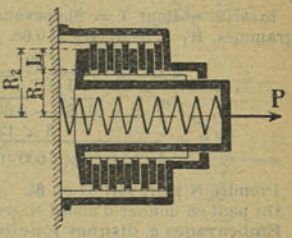


FIG. 257.

$$M = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi n},$$

$$P = \pi (R_2^2 - R_1^2)\, p,$$

$$N = \frac{3M (R_2^2 - R_1^2)}{4Pf (R_2^3 - R_1^3)} + \frac{1}{2} = \frac{3M}{4\pi f p (R_2^3 - R_1^3)} + \frac{1}{2},$$

$$P = \frac{3M (R_2^2 - R_1^2)}{4f (R_2^3 - R_1^3)(N - 0,5)}.$$

En considérant le rayon moyen $R' = \frac{R_1 + R_2}{2}$ et la largeur $L = R_2 - R_1$, on a approximativement :

$$P = 4\pi R' L p,$$

$$N = \frac{M}{8\pi f p L R'^2},$$

$$P = \frac{M}{2f R' (N - 0,5)}.$$

M, moment moteur en mètres-kilogrammes ;
T, puissance en chevaux ;
n, nombre de tours par minute
P, pression totale entre deux disques consécutifs, et effort du ressort, en kilogrammes ;

p, pression en kilogrammes par mètre carré (5 000 à 10 000) ;
R_2, R_1, R', rayon extérieur, intérieur et moyen des surfaces frottantes, en mètres ;
N, nombre total de disques ;
f, coefficient de frottement (0,04 à 0,07).

Exemple. — Pour T = 20 chevaux, $n = 1\,200$ tours, $p = 6\,000$ kilogrammes, $R_1 = 0^m,04$, $R_2 = 0,06$, $f = 0,05$, on a :

$$M = \frac{60 \times 75 \times 20}{2\pi \times 1\,200} = 12 \text{ mètres-kilogrammes},$$

$$P = \pi\,(\overline{0,06}^2 - \overline{0,04}^2) \times 6\,000 = 37^{kg},7,$$

$$N = \frac{3 \times 12}{4\pi \times 0,05 \times 6\,000\,(\overline{0,06}^3 - \overline{0,04}^3)} + \frac{1}{2} = 63.$$

Prendre N pair, soit 62 ou 64.

On peut se donner d'abord N, p et un rayon et déterminer P et L.

Embrayages à disques fonctionnant à sec. — Pour supprimer les inconvénients inhérents à un lubrifiant mal approprié, on a introduit dans la construction automobile des embrayages à disques fonctionnant à sec.

Dans ces embrayages, une des séries de disques est revêtue sur ses deux faces d'une composition à base d'amiante ou munie de pastilles de liège. Amiante et liège ont un coefficient de frottement beaucoup plus considérable que le métal lorsqu'il vient en contact avec le bronze ou l'acier. Le liège sur l'acier a un coefficient de frottement d'environ 0,34 lorsque le contact a lieu à sec, soit environ le même que les matières amiantées. Le liège naturellement est très compressible ; aussi a-t-on l'habitude de donner aux pastilles de liège des dimensions telles que, lorsqu'elles sont libres, elles dépassent la face latérale du disque d'environ $0^{mm},5$.

En règle générale, le liège occupe de 25 à 50 0/0 de la surface totale des disques.

Des compositions amiantées sont également employées pour garnir la surface des disques d'embrayage. Cette matière est composée en grande partie de fibres d'amiante et contient quelques fils de laiton et de coton qui donnent à l'amiante une ténacité suffisante.

La composition amiantée est fixée aux disques en métal au moyen de rivets traversant de part en part le disque et l'amiante.

Le coefficient de frottement de la composition amiantée sur l'acier semble être approximativement égal à 0,3 et pour l'emploi courant avec pression normale de 700 grammes par centimètre carré donne des résultats suffisants,

Effort sur la pédale de débrayage. — La tension du ressort de l'embrayage ne doit pas donner un effort trop grand sur la pédale Les forces F et P sont dans le rapport inverse des chemins parcourus.

La course E de la pédale est de 100 à 150 millimètres, et l'effort F que l'on peut faire sans fatigue de 8 à 12 kilogrammes. Le chemin parcouru e doit correspondre au débrayage complet, plus la course d'une certaine usure :

$$F = P \times \frac{e}{E}.$$

Pour $P = 50$ kilogrammes, $e = 25$ millimètres et $E = 120$ millimètres, on a :

$$F = 50 \times \frac{25}{120} = 10^{kg},416.$$

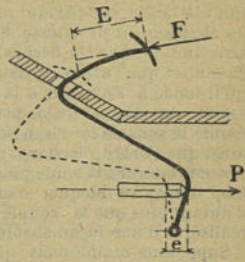


Fig. 258.

Auto-débrayage T. L. — L'auto-débrayage T. L. est une roue libre interposée entre le moteur et la transmission après la sortie de l'embrayage, et dont le rôle est tout à fait analogue à la roue libre classique de la bicyclette. Lorsque la transmission tend à entraîner le moteur, c'est-à-dire lorsque la voiture tend à aller à une vitesse plus grande que celle qui correspondrait au régime du moteur, la liaison entre le moteur et la transmission est coupée et la voiture fonctionne alors comme si on avait fait agir le débrayage ; l'autodébrayage T. L. est donc un débrayage qui fonctionne automatiquement lorsque le moteur tend à être entraîné par la voiture, mais qui, au contraire, rétablit automatiquement la liaison entre le moteur et la transmission lorsque le moteur tend à entraîner la voiture.

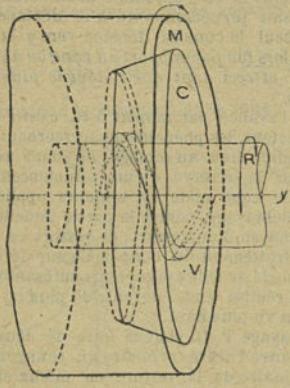


Fig. 259. — Schéma de l'autodébrayage T. L.

M, poulie solidaire de l'arbre moteur. — C, cône venant se loger dans cette poulie. — V, rampe hélicoïdale à très faible pas.

Description. — Il se compose d'une poulie M (*fig.* 259) solidaire d'un

arbre moteur ; cette poulie est évidée en cône et dans cet évidement femelle vient se loger un cône C qui s'applique exactement sur lui ; le cône joue le rôle d'écrou par rapport à une vis V à très faible pas, qui est taillée sur l'arbre résistant, en l'occurrence l'arbre primaire du changement de vitesse. Supposons que l'ensemble tourne dans le sens indiqué par les flèches, que la vis soit du sens indiqué par le dessin, et que l'arbre résistant soit vraiment résistant, c'est-à-dire qu'il tende à s'apposer à la rotation indiquée par la flèche ; l'ensemble du cône et de la poulie constitue un bloc qui tend, étant donné le sens de la vis, à se déplacer de y vers x ; or, la poulie M, ainsi que l'arbre résistant, n'est susceptible de prendre aucun mouvement latéral ; la seule pièce qui peut le faire est le cône C ; celui-ci tend donc à se bloquer dans l'évidement de M qui lui correspond, d'autant plus que le couple résistant est plus élevé ; l'embrayage est réalisé, et d'une façon absolue.

Supposons maintenant que M tende à devenir résistant, c'est-à-dire que M tourne moins vite dans le sens de la flèche que R ; c'est le cas où on lâche l'accélérateur, la voiture étant lancée ; les phénomènes inverses de précédemment ont lieu ; l'arbre R tend à prendre de l'avance par rapport au volant M et l'ensemble cône-volant tend, contrairement à ce qui se passait précédemment, à se déplacer de x vers y ; le volant étant fixe, seul le cône se déplace vers y et le débrayage a lieu ; le volant est alors fou par rapport au cône ou à l'arbre résistant qui lui est solidaire ; et ceci tant que R tourne plus vite que M dans le sens des flèches.

Quand M tend à prendre de l'avance par rapport à R, c'est-à-dire fonctionne vraiment comme moteur, les phénomènes se reproduisent comme il a été indiqué en premier lieu, au moment où nous avons étudié l'embrayage, mais sous la réserve qu'un commencement d'emprise ait lieu. A cet effet, le cône mâle est toujours appliqué, même pendant la période de débrayage, contre la partie femelle du volant qui lui correspond, au moyen d'un ressort ; ce ressort est suffisamment faible pour que le frottement du cône mâle sur le cône femelle soit négligeable en période de débrayage, mais suffisant pour amorcer l'embrayage ; celui-ci réalisé tend à devenir de plus en plus énergique, comme nous l'avons vu plus haut.

L'application de l'autodébrayage T. L. peut se faire de deux façons, ou bien en l'interposant entre l'arbre primaire du changement de vitesse et l'embrayage ordinaire de la voiture, ou mieux en le logeant dans le pignon baladeur de prise directe, et de troisième ou deuxième vitesse suivant que la boîte est à quatre ou trois vitesses.

CHANGEMENT DE VITESSE

Calcul des dents et des arbres. — On calcule ces pièces pour l'effort moyen, avec un coefficient de résistance assez faible (10 à 20 kilogrammes par millimètre carré), afin qu'elles puissent résister aux variations des efforts moteurs et résistants. L'effort tangentiel moyen est :

$$F = \frac{60 \times 75 \times T}{2\pi r n}.$$

F, effort en kilogrammes ;
T, travail moyen en chevaux ;
r et n, rayon et nombre de tours de l'engrenage considéré.

On suppose cet effet supporté par une seule dent, à son extrémité, et travaillant comme un solide encastré (*fig.* 260).

On a :

$$v = \frac{\mu}{R_p} = \frac{P \times l}{R_p} \quad \text{ou} \quad \frac{bh^2}{6} = \frac{P \times l}{R_p},$$

ce qui donne la largeur b de la roue :

$$= \frac{6 \times P \times l}{R_p \times h^2}.$$

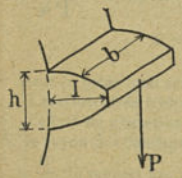


Fig. 260.

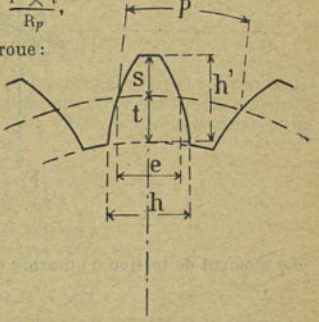


Fig. 261.

On néglige la fatigue au cisaillement, qui est faible par rapport à celle de la flexion.

La figure 261 donne les proportions adoptées pour la hauteur des dents

m étant le module, on a :
Pas circonférentiel :

$$p = \pi m$$

Épaisseur moyenne :

$$e = \frac{p}{2}.$$

Hauteur au-dessus du cercle primitif :

$$s = m.$$

Hauteur au-dessous du cercle primitif :

$$t = m + \frac{1}{10}\, e.$$

Hauteur totale :

$$h' = 2m + \frac{1}{10}\, e = m\, \frac{40 + \pi}{20}.$$

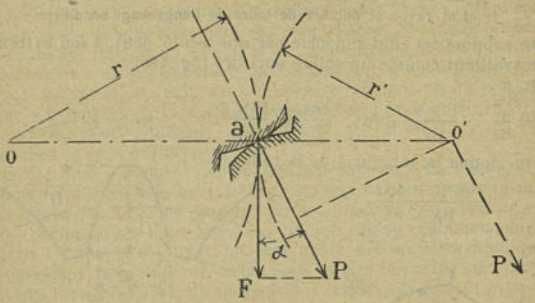


Fig. 262.

Le moment de torsion d'un arbre est :

$$F \times r' = P \times O'I,$$

et l'effort de flexion est P.

Pour une ligne de contact inclinée à 75° sur la ligne des centres (*fig.* 262), la pression normale P est :

$$P = \frac{F}{\cos 15^\circ} = F \times 1{,}04.$$

Les arbres se calculent à la flexion et à la torsion combinées, en tenant compte de l'appoint de résistance que peuvent apporter les douilles portant les engrenages, en répartissant les points d'appuis. Par exemple (*fig.* 263), P étant l'effort de flexion appliqué à l'engrenage A monté sur la douille B, les réactions des paliers sont :

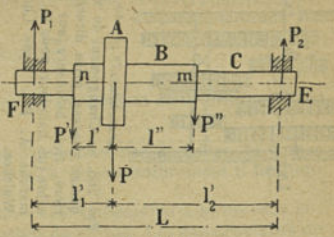


Fig. 263.

$$P_1 = P \times \frac{l'_2}{L}$$

et

$$P_2 = P \times \frac{l'_1}{L},$$

et les sections de l'arbre qui fatiguent le plus sont m et n, où les moments de flexion sont :

$$P_2 \times l_2 \quad \text{et} \quad P_1 \times l_1.$$

L'ensemble de la douille et de l'arbre doit pouvoir résister au moment de flexion maximum :

$$P_2 \times l'_2 = P_1 \times l'_1.$$

Les arbres de transmission et les engrenages doivent pouvoir résister à l'effort qui résulte du glissement des roues sur le sol, au cas de bloquage accidentel du moteur. Cet effort, tangentiellement à un engrenage de rayon r, est :

$$F = F' \times \frac{R}{r} \times \rho = Pf \times \frac{R}{r} \times \frac{N'}{N},$$

P étant le poids total sur les deux roues motrices ;
f, le coefficient de frottement des bandages sur le sol ;
F', l'effort de glissement total $= Pf$;
R, le rayon des bandages ;
$\rho = \frac{N'}{N}$, le rapport des nombres de tours des roues motrices et de l'engrenage considéré.

Usure. — En plus des conditions de résistance à la flexion, la largeur des dentures doit satisfaire à des conditions d'usure dont les coefficients sont déterminés par comparaison avec des engrenages

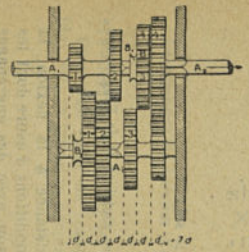


Fig. 264. — Changement de vitesses à quatre vitesses, avec prise directe à l'arrière, un baladeur sur chaque arbre.

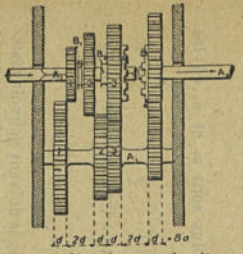


Fig. 265. — Changement de vitesses à quatre vitesses, prise directe à l'arrière, deux baladeurs sur le même arbre.

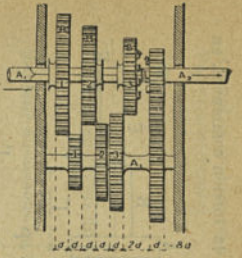


Fig. 266. — Changement de vitesses à quatre vitesses, prise directe à l'arrière, trois baladeurs sur le même arbre (un baladeur pour la 1re et la marche A. R.). Type Chenard et Walcker.

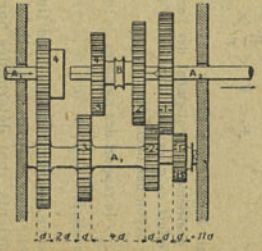


Fig. 267. — Changement de vitesses à quatre vitesses, prise directe à l'avant, un baladeur sur chaque arbre.

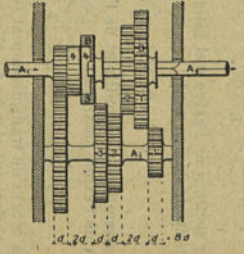


Fig. 268. — Changement de vitesses à quatre vitesses, prise directe à l'avant, deux baladeurs sur le même arbre.

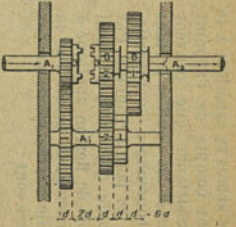


Fig. 269. — Changement de vitesses à trois vitesses, prise directe à l'avant, deux baladeurs sur le même arbre.

donnant de bons résultats. On admet que l'usure est proportionnelle au nombre de tours, à la pression, au temps, et inversement proportionnelle à la largeur :

$$U = K \frac{Pnt}{b}.$$

Les valeurs à attribuer à $\frac{Pn}{b}$ et qui permettent de déterminer b ont été données précédemment.

Les figures 264 à 269 montrent divers schémas de boîtes de vitesse avec leur encombrement minimum. A cet encombrement il faut encore ajouter le jeu indispensable.

Dimension des roulements. — Les roulements à billes sont généralement employés dans les boîtes de vitesse. Les constructeurs de roulements à billes publient des tableaux indiquant la charge que peuvent supporter les roulements.

Les charges indiquées sont les charges que peuvent supporter les roulements tournant continuellement à vitesse normale ; quand on prend la marche arrière, on marche très lentement dans un but de sécurité, et non pas parce que le couple résistant a une forte valeur. Par conséquent, les charges des roulements calculées au moment de la marche arrière sont rarement obtenues par la pratique et on peut ne pas en tenir compte lorsqu'on choisit les dimensions des roulements.

TRANSMISSION

Roues à chaînes.

Le diamètre primitif d'une roue à chaîne à simples rouleaux (*fig.* 270) est celui du cercle circonscrit à un polygone régulier dont le côté égale le pas p de la chaîne :

$$2R = D = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{N}},$$

N, nombre de dents.

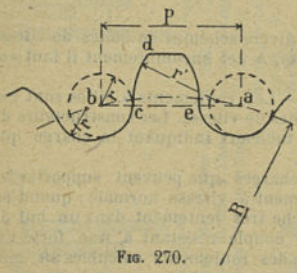


Fig. 270.

La profondeur des dents est égale au rayon r des rouleaux (*fig.* 270). Le rayon r' de l'arc dc est plus petit que la distance ac, pour faciliter le dégagement de la chaîne. La largeur des logements des rouleaux est un peu plus grande que leur diamètre.

Le diamètre primitif d'une roue à chaîne à doubles rouleaux dont le pas est $p = m + n$ est :

$$D_1 = 2R_1 = \frac{\sqrt{m^2 + n^2 + 2mn\sqrt{1 - \sin^2 \frac{180^\circ}{N}}}}{\sin \frac{180^\circ}{N}}.$$

N, nombre de dents.

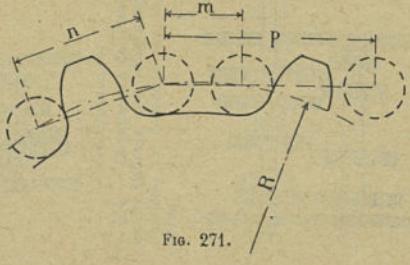


Fig. 271.

Joints de cardan et emmanchements coulissants.

Expression du rapport instantané entre les vitesses de rotation de deux arbres faisant entre eux un angle φ et reliés par un joint de cardan :

$$\frac{\omega'}{\omega} = \cos\varphi \frac{\sec^2 a}{1 + \cos^2\varphi \tan^2 a},$$

a, désignant le déplacement angulaire de l'arbre conducteur, déplacement mesuré depuis le zéro, qui correspond à la position où le croisillon de l'arbre conducteur est perpendiculaire au plan des deux arbres.

Le tableau suivant donne les variations de vitesses de l'arbre conduit correspondant à différentes valeurs de l'angle des deux arbres, la vitesse de l'arbre conducteur étant supposée constante.

ANGLE φ (degrés)	VARIATION 0/0	ANGLE φ (degrés)	VARIATION 0/0	ANGLE φ (degrés)	VARIATION 0/0
2	0,15	12	4,4	22	15
4	0,5	14	6	24	18
6	1,1	16	7,9	26	21,3
8	2	18	10	28	25
10	3	20	12,4		

Joints de cardan à carré sphérique. — Soit D le diamètre de la partie mâle et D_1 le diamètre de la partie femelle ; le rapport $\frac{D}{D_1}$ doit avoir les valeurs suivantes dans les différents cas

ANGLE LIMITE des déplacements de deux arbres	VALEUR DU RAPPORT $\frac{D}{D_1}$		
	Carré	Pentagone	Hexagone
2	1,00031	1,00022	1,00015
4	1,00122	1,00088	1,00062
6	1,00276	1,00198	1,00139
8	1,00190	1,00353	1,00247
10	1,00766	1,00551	1,00386
12	1,01102	1,00793	1,00555
14	1,01501	1,01080	1,00756
16	1,01960	1,01411	1,00988
18	1,02481	1,01785	1,01250
20	1,03062	1,02204	1,01543

Joints universels à plateaux en toile et caoutchouc. — Les joints universels à plateaux en toile et caoutchouc ont été employés surtout entre l'embrayage et le changement de vitesse; on commence à les employer entre le pont arrière et la boîte surtout dans les petites voitures. Ils sont très silencieux et d'un rendement excellent.

Vitesse critique des arbres. — Il peut se faire que dans une transmission à cardan des troubles de fonctionnement provenant des vibrations excessives se produisent et entraînent des ruptures d'arbres à certaines vitesses.

Quel que soit le soin apporté à l'usinage, le centre de gravité de l'arbre tournant ne se trouve jamais exactement sur l'axe de révolution. A cause de l'excentricité de ce centre de gravité, une force centrifuge non équilibrée prend naissance et c'est elle qui fait vibrer l'arbre; le phénomène est plus prononcé encore si l'arbre porte un disque lourd au milieu de sa longueur, disque dont le centre de gravité ne se trouve pas sur l'arbre de rotation.

Il existe des méthodes permettant de déterminer théoriquement les vitesses critiques, mais elles sont d'une application difficile aux organes constituant les automobiles, étant surtout donnés les phénomènes accessoires de résonance qui interviennent; l'expérience est là le principal guide et conduit à donner la règle générale simple : arbres gros, creux, équilibrés et de faible longueur.

DIFFÉRENTIELS

Le différentiel. — L'ensemble des pignons du différentiel est en général très compact.

En calculant les dimensions de ces pignons, il convient de prendre pour point de départ le couple maximum appliqué à l'essieu arrière en première vitesse, en tenant compte que les pignons satellites et planétaires ne tournent qu'exceptionnellement et toujours pendant un temps très court. Ils sont cependant soumis à l'effort du couple qui est transmis par l'intermédiaire de leurs dentures.

La capacité, au point de vue transmission, du différentiel à pignons coniques varie comme le carré du diamètre primiiif, et la largeur des dents, par suite la pression maximum sur les dents varie également avec le diamètre primitif. Elle varie également avec le module et avec le nombre des pignons satellites employés. Naturellement, la résistance des matériaux employés a également une influence sur la capacité du différentiel. Le résultat d'une statistique portant sur un grand nombre de voitures modernes, montre que le plus grand diamètre primitif des planétaires peut être déterminé au moyen de l'équation

$$d_m = 4\sqrt{\frac{T}{pn}},$$

dans laquelle T est le couple maximum en première vitesse sur l'essieu arrière en mètres-kilogrammes, p le pas circulaire de la denture en millimètres, et n le nombre de pignons satellites, d_m est donné en millimètres.

Le nombre des dents des planétaires est généralement compris entre 28 et 36; celui des satellites entre 16 et 20. Le rapport du nombre de dents des satellites à celui des planétaires esi d'environ $\frac{1}{1,8}$. Lorsqu'on a à déterminer le diamètre primitif maximum des planétaires, on choisit le pas de façon à obtenir un nombre de dents satisfaisant aux conditions ci-dessus énoncées. On emploie généralement des pignons de module 3 pour les petites et moyennes puissances, et de module 4 pour les grandes puissances.

La largeur des pignons est égale au 1/3 ou aux 3/8 de la distance entre le point d'intersection des génératrices primitifs maximum du

planétaire et du satellite et le centre du différentiel. La pression unitaire sur les axes des satellites est calculée sur la base de 3 kilogrammes par millimètre carré sous le couple maximum du moteur en première vitesse et le diamètre de l'axe des satellites est généralement égal aux 3/4 de sa longueur.

Après qu'on a déterminé grossièrement les dimensions des différentes pièces du différentiel au moyen des règles précédentes, une approximation plus grande doit être cherchée et il faut calculer les efforts dans la denture des pignons, efforts qui doivent être au voisinage de 30 kilogrammes par millimètre carré.

Différentiel à pignons d'angles. — L'effort en chaque point d'engrènement est, en kilogrammes (*fig.* 272) :

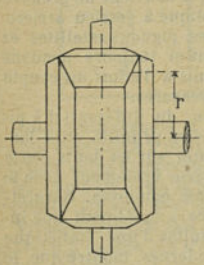


Fig. 272.

$$P = \frac{60 \times 75 \times T}{4\pi r N n}.$$

T, nombre de chevaux transmis ;
r, rayon moyen des dentures ;
N, nombre de tours le plus petit ;
n, nombre de satellites.

Chaque arbre supporte un moment de torsion $P \cdot r \cdot n$:

$$P \cdot r \cdot n = \frac{60 \times 75 \times T}{4\pi N},$$

et l'effort sur les axes des satellites est 2P.

Différentiel à pignons droits. — L'effort tangentiel aux roues, en chaque point d'engrènement, est (*fig.* 273) :

$$P = \frac{60 \times 75 \times T}{4\pi r N n}.$$

n, nombre de *paires* de satellites.

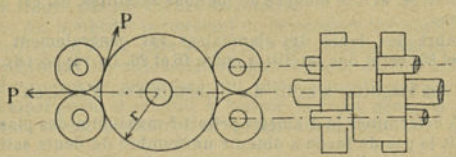


Fig. 273.

Chaque pignon supporte deux efforts égaux à P (lorsqu'une roue

est bloquée) qui donnent dans les supports des réactions (*fig.* 274) :

$$P' = \frac{P}{2},$$

$$P_1 = P\,\frac{l_2}{l_2 + l_1},$$

$$P_2 = P\,\frac{l_1}{l_2 + l_1}.$$

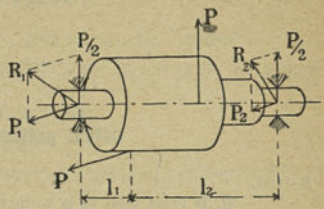


Fig. 274.

L'effort de cisaillement est égal à la résultante R_1 des deux forces P' et P_1 appliquées au support considéré.

Au point de vue de la flexion, les axes peuvent être considérés approximativement comme reposant sur deux appuis et supportant une charge uniformément répartie :

$$R = P\sqrt{2}.$$

FREINS

Calcul préliminaire.

Soient :

Q, le poids total de la voiture, en kilogrammes ;
Q_b, le poids des essieux freinés, en kilogrammes ;
$Q_b = Q$ dans le cas du freinage sur les quatres roues.
V, la vitesse en kilomètres à l'heure ;
v, — en mètres à la seconde ;
D, le diamètre des roues, en mètres ;
d, le diamètre des tambours de frein, en mètres ;
β_0, la pente de la roue, en degrés ;
s, la distance sur laquelle a lieu l'arrêt, en mètres ;
μ_0, le coefficient d'adhérence pendant le glissement ;
B', le frottement sur les tambours, en kilogrammes ;
B, la pression de frottement totale sur les tambours.

Lorsque l'arrêt est obtenu par le frein (unique) sur le différentiel, on a $B = B'$; lorsque le freinage est obtenu par le frein sur la roue, on a par roue $B' = \frac{B}{2}$.

Par le frein sur roue, on a :

$$\frac{Q}{9,8} \times \frac{v^2}{2} \pm Q \sin \beta \times s = Bs \frac{d}{D}. \tag{1}$$

On prendra le signe positif devant $Q \sin \beta \times s$ dans une descente et le signe négatif dans une montée.

Si on fait $V = 15$ kilomètres à l'heure, $s = 8$ mètres, et $\beta = 0$, on a :

$$B = \frac{Q}{9,8} \times 1,1 \times \frac{D}{2}. \tag{2}$$

Le diamètre d est déterminé par les nécessités de construction ; il peut varier entre 180 millimètres et 500 millimètres.

Quant à B, il faut le prendre

$$B \leqslant \mu_0 \times Q_b \times \frac{D}{d} \tag{3}$$

pour le frein des roues, et

$$B \leq \mu_0 \times Q_b \times \frac{D}{d} \times \frac{1}{i}, \quad (4)$$

en appelant i le rapport de démultiplication entre l'arbre de cardan et les roues.

Le rapport $\frac{Q_b}{Q}$ varie entre 0,56 et 0,68 suivant les voitures.

En comparant entre elles les relations (1), (2), (3) et (4), on trouve que :

$$0{,}11Q = \mu_0 \times Q_b ;$$

pour $\frac{Q_b}{Q} = 0{,}56$, on aurait $\mu_0 = 0{,}2$.

On doit considérer que μ_0, suivant les bandages, varie entre 0,25 et 0,8.

Moment de freinage. — Le serrage des freins doit être suffisant pour produire le patinage des bandages sur le sol. Le moment de freinage sur une roue est :

$$M = F' \times R = Pf \times R.$$

F', effort tangentiel à la jante, en kilogrammes ;
R, rayon de la roue, en mètres ;
P, poids sur la roue ;
f, coefficient de frottement du bandage sur le sol (0,60 environ pour le caoutchouc sur terrain sec) ;
M, moment en mètres × kilogrammes.

L'effort tangentiel de freinage d'un frein de rayon r (en mètres), agissant directement sur une seule roue, est

$$F = \frac{M}{r}.$$

Il est :

$$F = \frac{2M}{r},$$

lorsque le frein agit sur deux roues et tourne à la même vitesse.

Quand le frein tourne à une vitesse différente des roues motrices, son effort de freinage est :

$$F = \frac{M}{r}\frac{n'}{n},$$

$\frac{n'}{n}$ étant le rapport des vitesses angulaires des roues et du frein ;
$M = Pf R$, le moment de freinage total de l'ensemble des roues sur lesquelles le frein agit ;
P, la charge totale sur les roues ;
r, le rayon du frein.

Exemple. — Soit un frein agissant sur l'arbre de cardan dont la vitesse est le $\frac{1}{4}$ de celle des roues, 0m,10 le rayon du frein, 0m,400 le rayon des roues, 500 kilogrammes la charge sur l'essieu arrière, l'effort tangentiel de freinage sera :

$$F = \frac{500 \times 0{,}6 \times 0{,}400}{0{,}1} \times \frac{1}{4} = 300 \text{ kilogrammes.}$$

Calcul des freins. — Les formules indiquées pour les embrayages sont applicables aux freins.

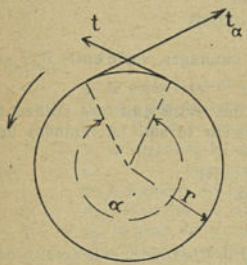


Fig. 275.

Pour un frein à enroulement (*fig.* 275), l'effort t à faire dans le sens de la rotation est :

$$t = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1},$$

et la tension sur le point fixe est :

$$t_\alpha = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} \times e^{f\alpha},$$

l'effort de freinage étant :

$$F = t_\alpha - t = t\,(e^{f\alpha} - 1).$$

L'effet du frein est moindre pour la marche inverse. Dans ce cas, la traction t ne donne plus qu'un effort de freinage F :

$$F' = t\left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right).$$

Pour obtenir un effort tangentiel F, il faudrait exercer une traction t' :

$$t' = F\,\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Par exemple, pour $f = 0{,}2$, $\alpha = 6$ et $F = 300$ kilogrammes, on aura dans le premier cas (marche avant) :

$$t = \frac{300}{2{,}35} = 128 \text{ kilogrammes.}$$

Pour la marche arrière, la tension t donnera un effort de freinage de :

$$F' = 128\left(\frac{2{,}35}{3{,}35}\right) = 90 \text{ kilogrammes.}$$

Et, pour avoir le même effort de 300 kilogrammes, il faudrait une traction t :

$$t' = 300 \times \frac{3,35}{2,35} = 428 \text{ kilogrammes.}$$

Pour un frein à doubles mâchoires rigides (*fig.* 276), l'effort p à exercer sur chacune d'elles pour produire un effort tangentiel total de freinage F est :

$$p = \frac{F}{2\pi f},$$

f étant le coefficient de frottement des surfaces. La pression par unité de surface, qui devient uniforme au bout d'un certain temps par suite de l'usure, est :

$$P = \frac{F}{2\pi r l f} = \frac{p}{r l}.$$

F et p, efforts en kilogrammes ;
P, pression en kilogrammes par mètre carré ;
r, rayon en mètres ;
l, largeur du frein en mètres ;
$f = 0,10$ environ pour métal sur métal.

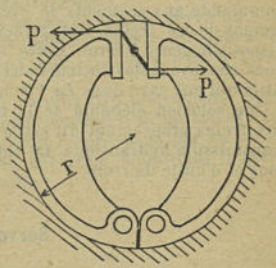


Fig. 276.

La largeur du frein n'a pas d'influence sur les efforts. Son augmentation diminue la pression par unité de surface et l'usure et donne un meilleur refroidissement.

L'effort sur la pédale ou le levier et l'effort sur le frein sont en raison inverse des chemins parcourus par les points d'application de ces forces dans leur direction.

La course des extrémités du frein est déterminée par la condition d'avoir un desserrage suffisant et de permettre une certaine usure.

Freins sur roues avant.

Le freinage sur les roues avant et arrière simultanément, a le gros avantage de permettre d'utiliser pour l'arrêt le poids total du véhicule et ce d'autant plus que, au moment du freinage, une partie du poids du véhicule se trouve reportée sur les roues avant.

Les freins sur roue avant, d'autre part, ne tendent pas à faire déraper les véhicules.

Il est à remarquer que dans tous les dispositifs à freinage sur les roues avant, l'axe de pivotement doit passer dans le voisinage des points de contact des pneus avec le sol; autrement, une différence dans l'effort de freinage des deux freins affecterait la direction. Pour réaliser cette condition, les axes de pivotement doivent être placés à l'intérieur du moyeu des roues, ou bien ces axes de pivotement et le plan des roues doivent être inclinés soit simultanément, soit séparément.

On rencontre des difficultés spéciales pour transmettre l'effort de commande aux segments de freins à cause du mouvement de pivotement de ces freins. Les principaux dispositifs employés sont les dispositifs genre Perrot, Isotta Fraschin, Grossley, Wattel Mortier; nous renvoyons nos lecteurs aux descriptions détaillées de ces dispositifs qui ont paru dans *La Vie automobile*.

Une solution élégante de la transmission de l'effort de freinage aux freins proprement dit est le système américain Lock-Heed, par transmission hydraulique. Le liquide employé est un mélange d'alcool et d'huile de ricin.

Servos-freins

L'effort à exercer sur les tambours de freins par les mordaches, surtout pour les voitures lourdes et à grande vitesse, est voisin de plusieurs tonnes; il n'est pas rare d'atteindre quatre tonnes dans de nombreux cas. Comme l'effort que peut exercer un homme moyen, dans les cas d'urgence, peut atteindre 40 kilogrammes; on voit que pour exercer un effort de 4 tonnes sur les mordaches de frein, il faut une démultiplication de

$$\frac{4.000 \text{ kg.}}{40 \text{ kg.}} = 100.$$

C'est-à-dire que si le centre de gravité des pressions des mordaches sur le tambour se déplace de 1 millimètre, la pédale se déplacera de 10 centimètres. Il n'est pas recommandé de descendre au-dessous de 1 millimètre de jeu entre le mordache et le tambour, sinon il peut se produire des frottements et des bruits désagréables

L'élasticité de la timonerie, l'usure font que la course de la pédale doit bientôt dépasser 10 centimètres pour obtenir le freinage normal et comme il est rare que beaucoup plus de 10 centimètres soient disponibles entre la pédale et le plancher il en résulte que la voiture ne se trouve plus freinée suffisamment.

On a pensé à faire agir une force étrangère à celle du conducteur pour assurer l'application des freins.

1° Un premier principe consiste à monter sur un point quelconque de la transmission un tambour de frein sur lequel on fait agir l'effort du conducteur, mais le support qui porte les mordaches de frein est mobile et relié à la timonerie de freinage à l'aide d'une démultiplication appropriée; comme celle-ci peut être théoriquement infinie, pratiquement très grande, on peut se servir de l'effort d'entraînement du support des mordaches pour faire appliquer les freins proprement dits.

A ce système appartiennent Hispano-Suiza, Renault, Chenard.

2° La force auxiliaire peut être fournie par une pompe à huile (Delage-Studebaker) qui refoule de l'huile dans un corps de pompe dont le piston est solidaire de la transmission.

3° On peut procéder d'une façon analogue mais se servir au lieu de la pression d'huile de la dépression régnant dans la tuyauterie d'aspiration qui au moment nécessaire aspire un piston, c'est le système Dewandre-Repusseau.

4° Enfin les mordaches de frein peuvent être disposés de telle façon que au moment du freinage un phénomène d'enroulement se produit. Rappelons que le frein extérieur à cordes est par sa constitution même un servo-frein. A cette catégorie appartient le système Pérot-Vazeige, Pérot-Bendix, Poulet.

SUSPENSION

On entend *par flexibilité* d'un ressort le *quotient de la flexion par la charge*. Elle se mesure industriellement en millimètres par 100 kilogrammes. Ainsi un ressort sur lequel on applique une charge de 300 kilogrammes et dont la flèche serait passée de 166 millimètres à 88 millimètres aurait une flexibilité par 100 kilogrammes de

$$f = \frac{166 - 88}{3} = 26 \text{ millimètres.}$$

En outre de la flexion subie par le ressort, du fait de la charge, il est nécessaire que le ressort puisse encore fléchir d'une certaine quantité pour absorber les chocs dus aux aspérités de la route. Cette flexion supplémentaire est variable suivant la flexibilité des ressorts, le poids du véhicule ; l'expérience montre qu'elle doit être au minimum égale à la flexion déterminée par la charge.

La flexion maximum que peut subir un ressort dépend du métal employé; elle est limitée par l'allongement que peut subir l'acier. Si la flexion trop grande faisait dépasser la limite de cet allongement, le ressort se déformerait d'une façon permanente, ou se romprait.

Cette flexion permanente est déterminée par la formule générale de la flexion d'un solide de section constante, encastrée à une extrémité et supportant à son autre extrémité une charge P :

$$F = K \frac{P}{EL} \times \frac{x^3}{3}.$$

F, flexion de la pièce ;
K, coefficient pratique = 1,2 à 1,5 ;
P, la demi-charge du ressort ;
E, le coefficient d'élasticité égal en particulier à $\frac{\mathfrak{R}}{\alpha} = 20\,000$ pour l'acier à ressorts ;
$\mathfrak{R}$, le coefficient de résistance à la traction ;
α, l'allongement par mètre de la fibre la plus fatiguée
x, longueur du bras de levier égale à $\frac{l}{2}$;
L, longueur développée de la maîtresse feuille.

De cette formule on tire :

$$F = \frac{L^2 \alpha}{4e} \text{ (1)}.$$

Avec de l'acier de bonne qualité, on peut donner à α une valeur de 0,005 par mètre. Avec les aciers mangano-siliceux, on peut aller jusqu'à 0m,006 et 0m,007 par mètre.

On a vu (page 120) que la durée de l'oscillation d'un ressort 18 est donnée par la formule

$$t = \pi \sqrt{\frac{h}{g}},$$

h étant la flexion au repos.

Cette durée d'oscillation t du ressort donne la principale caractéristique de la suspension.

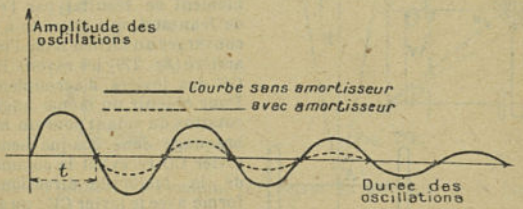


Fig. 277.

Plus t est grand, plus la suspension est douce. On ne devrait jamais descendre au-dessous de $t = \frac{2}{3}$ de seconde pour une voiture légère à bon marché et on peut atteindre $t = 1$ seconde dans le cas d'une voiture très stable. Mais il est à noter que dans ce cas il est nécessaire d'avoir des amortisseurs pour éviter les inconvénients des grands déplacements du ressort. Le rôle de l'amortisseur est tel qu'il ne change pas la durée d'oscillation des ressorts mais diminue l'amplitude de celles-ci (voir *fig.* 291).

(1) Voir dans *La Technique Automobile*, n° 36 : Les ressorts, par Marchesseau.

DIRECTION

Le prolongement des axes de toutes les roues du véhicule doit rencontrer toujours une même verticale qui constitue l'axe instantané de rotation (*fig.* 278).

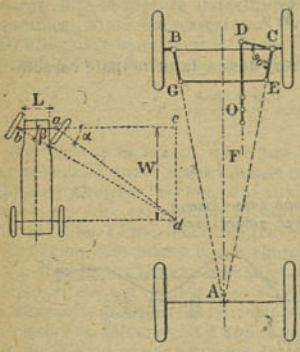


Fig. 278 et 279.

La roue située vers l'intérieur du virage doit tourner autour de son pivot d'un angle plus grand que l'autre. On obtient sensiblement ce résultat par l'épure de Jeantaud, qui consiste à faire converger au milieu A de l'essieu arrière (*fig.* 279) les rayons BG et CE des leviers d'accouplement. Pour obtenir un même angle de rotation du volant pour un même braquage dans chaque sens, le levier CD recevant la commande de la bielle de direction OD forme avec le levier CE : un angle de 90°, si la bielle OD est parallèle à l'axe de la voiture (*fig.* 279) ; un angle DCE = 90° + α, si le point D est en dehors de la ligne OF (*fig.* 280) ; un angle DCE = 90° — α, si le point D est en dedans de OF (*fig.* 281) ; α étant l'angle de la bielle et de l'axe de la voiture. On s'attache à déterminer le rapport entre le levier CD et le levier de la direction pour obtenir une position sensiblement horizontale de la bielle OD, et diminuer l'influence des flexions des ressorts sur la direction.

L'inclinaison de la colonne de direction par rapport à l'horizontale est de 30° à 60°.

Il n'existe pas de méthode analytique correcte pour déterminer l'angle le plus avantageux que doivent faire entre eux les leviers de direction, et on emploie ordinairement une méthode graphique. En construisant l'épure de direction à l'échelle de 1/2 environ, on obtient un degré suffisant de précision.

Pour les petits angles de braquage, cette méthode n'est pas prati-

quable par suite du faible angle sous lequel se coupent les droites représentant les axes des roues avant d'une part, et de l'éloignement

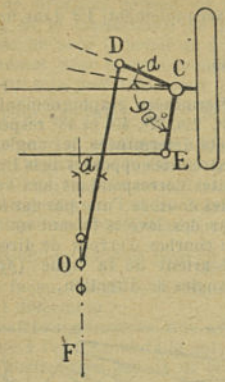


Fig. 280.

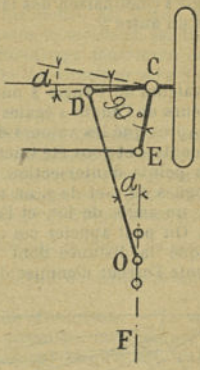


Fig. 281.

extrême du point d'intersection. On tourne la difficulté de la façon suivante.

Si l'on abaisse les perpendiculaires *bf* et *ae* des traces des axes de pivotement des roues avant sur la trace *ef* de l'essieu arrière, où l'on joint *g*; milieu de *ab* à *e* et si l'on joint un point *h* quelconque de *ge* à *a* et *b* :

On remarque qu'il existe entre les angles α et β (*fig.* 282) la même relation qu'entre les angles α et β de la (*fig.* 282); c'est-à-dire que l'on a :

$$\text{Cotang}\,\beta - \text{cotang}\,\alpha = \frac{W}{L}.$$

Fig. 282.

Si l'on se donne la longueur des leviers d'accouplement, on peut déterminer graphiquement le braquage de la roue extérieure correspondant à différents braquages de la roue intérieure, soit par exemple 8°, 16°, 24°, 32°, 40°, et 48° angles correspondant aux leviers d'accouplement qui ont été choisis.

Ce travail a été fait sur la figure 320 dans deux cas particuliers :

les dimensions suivantes ont été adoptées pour tracer cette figure

$$L = 1.270 \text{ millimètres,}$$
$$l = 179 \quad —$$

et l'angle θ (inclinaison des leviers d'accouplement) 15° dans un cas, 2° dans un autre :

$$\frac{L}{W} = 0,45,$$

Les valeurs de l'angle β ont été déterminées graphiquement pour les valeurs de l'angle α égales à 8°, 16°, 24°, 32°, 40° et 48° respectivement. Après que les valeurs de β ont été déterminées, les angles correspondants α et β ont été tracés aux extrémités opposées de la ligne L. Par les points d'intersection des droites correspondant aux valeurs homologues de α et de β, on a tracé des courbes l'une par des leviers faisant un angle de 15°, et l'autre par des leviers faisant un angle de 20°. On peut appeler ces courbes : courbes d'erreur de direction, parce que la distance dont elles s'écartent de la ligne (*fig.* 282) représente l'erreur commise dans les angles de direction.

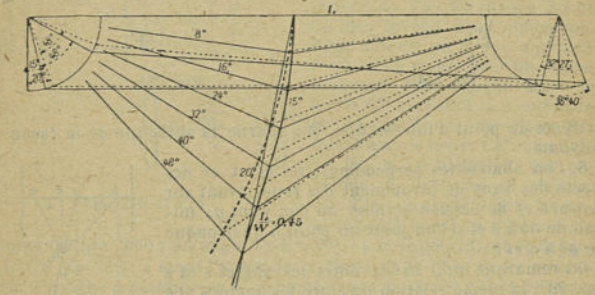


Fig. 283.

Dans la figure 283, la ligne centrale inclinée sur la verticale correspondant à la valeur de $\frac{L}{W} = 0,45$ est représentée. On voit que, pour les petits braquages, l'angle de la roue extérieure est trop grand, aussi bien avec des leviers à 15° qu'à 20°. Le levier à 20° donne le braquage correct pour la roue extérieure lorsque le braquage de la roue intérieure atteint environ 20° ; et le levier à 15° donne le braquage direct pour la roue intérieure correspondant à un braquage

de 46° pour la roue extérieure. Entre ces points, l'angle de la roue extérieure est trop petit.

Il est facile de voir que l'angle le plus avantageux à donner aux leviers de direction dépend du braquage maximum de la roue intérieure. Si le mouvement de la roue intérieure est limité à 32°, l'angle de 20° pour le levier de direction sera le meilleur, tandis que si l'on admet pour la roue intérieure un braquage maximum de 45°, l'angle qui sera préférable pour les leviers de direction sera d'environ 18° pour une valeur de $\frac{L}{W} = 0,45$.

Lorsqu'on veut appliquer cette méthode pour déterminer dans la pratique l'angle convenable de leviers de direction, les courbes d'erreur de direction pour les différents angles de levier et pour les différentes longueurs de leviers doivent être tracées avec plus de soin. Dans chaque cas particulier, la diagonale *ge* correspondant à la valeur particulière adoptée pour $\frac{L}{W}$ sera tracée sur le dessin au crayon ; de cette façon, l'angle le meilleur pour le levier de direction sera facilement déterminé.

Disposition générale des organes de direction. — Le volant est monté à l'extrémité de la colonne de direction, inclinée par rapport à l'horizontale depuis 70° (cas de camion) jusqu'à 25° : cas des voitures de sport et de course.

A l'extrémité inférieure de la colonne se trouve la boîte de direction qui effectue la réduction du mouvement de la colonne de direction : cette boîte, consiste dans la grande majorité des cas, en une vis et un secteur (qui peut être une roue dentée complète) ou une vis et écrou ; l'expérience a montré que l'inclinaison la plus favorable du filet de la vis est de 11°.

Dans les voitures de tourisme, le mouvement de direction est démultiplié dans un rapport tel que, pour un tour, et un quart de volant, les roues directrices vont d'une extrémité de leur course de braquage d'un côté à l'autre extrémité de l'autre côté.

Dans le cas des voiturettes et cycle-cars, on a le braquage dans les mêmes conditions pour un tour de volant ; dans les camions, on va jusqu'à deux tours.

MESURE AU FREIN DES MOTEURS

Les appareils destinés à la mesure de la puissance des moteurs peuvent se diviser en deux classes :

1° Les dynamomètres d'absorption ;

2° Les dynamomètres de transmission.

Dans les premiers on évalue un travail, dans les seconds on mesure un effort.

Dynamomètre d'absorption (*Lumet*).

Dans ces appareils on évalue le travail que peut effectuer le moteur :

1° Soit par la mesure du couple résistant développé;

2° Soit directement ou par un tarage initial de l'appareil.

I. Parmi les dynamomètres mécaniques, dans lesquels on mesure le couple résistant développé, citons : le frein de Prony, le frein à coude, le frein Ringelmann, le frein Carpentier.

Frein de Prony. — Ce frein se compose de deux colliers en bois embrassant le volant et que l'on peut serrer par des boulons. La partie inférieure porte un bras équilibré muni de crochets pour la suspension des poids et l'attache des cordes de sécurité destinées à limiter les oscillations. On serre les boulons jusqu'à ce que le levier soit en équilibre et horizontal ; à ce moment tout le travail est absorbé par le frottement du frein et l'effort tangentiel a pour moment $P \times L$. La variation de P fait varier la vitesse d'équilibre et permet d'obtenir la puissance à plusieurs allures. Le frein est refroidi par un arrosage ou par une circulation d'eau dans le volant. La puissance est

$$T = \frac{2\pi nLP}{60 \times 75}.$$

T, puissance en chevaux ;

n, nombre de tours par minute ;

L, bras de levier en mètres ;

P, poids en kilogrammes.

Si on fait $L = 0^m,716 = \frac{60 \times 75}{2\pi \times 1000}$,

$$T = \frac{nP}{1000}.$$

Moulinets dynamométriques du colonel Renard. — C'est un des instruments de mesure des plus simples et des moins coûteux. Les moulinets Renard sont précieux également pour absorber la puissance pendant le rodage des moteurs.

Une barre en bois, perpendiculaire à l'axe du moteur, porte deux plans symétriques se mouvant orthogonalement dans l'air.

Ces plans peuvent varier de dimension et d'écartement, tout en restant symétriques, par le déplacement pendant le repos des boulons de fixation.

La résistance offerte par l'air au mouvement de rotation des plans varie avec la surface de ceux-ci et leur vitesse linéaire résultant de l'écartement de l'axe du moteur.

Chaque plan est fixé sur la barre par deux boulons partant de la terre et équidistants. Il y a généralement onze trous sur chaque bras de barre.

On peut obtenir ainsi dix combinaisons différentes caractérisées par un numéro qui serait gravé en regard du centre de figure du plan.

Le moteur à essayer est relié par un arbre à cardan à l'axe du moulinet.

Dans tous les cas, le mouvement moteur est proportionnel au carré de la vitesse angulaire du moulinet, et la puissance absorbée au cube de cette même vitesse angulaire.

Le mouvement moteur et la puissance sont, en outre, proportionnels à la densité de l'air du laboratoire exprimée en kilogrammes par mètre cube.

Soient M le moment moteur en kilogrammètres, a le poids du mètre cube d'air, N le nombre de tours par minute, le couple est proportionnel au carré de la vélocité.

On a :

$$M = aK_m \left(\frac{N}{1.000}\right)^2.$$

K_m est le coefficient du mouvement obtenu par tarage et qui varie avec l'écartement du plan.

La puissance est alors :

$$P = \frac{2\pi N}{60} \times M, \qquad \text{d'où} \qquad P = aK_t \left(\frac{N}{1.000}\right)^3,$$

en posant :

$$K_t = K_m \times \frac{100\pi}{3} = 104{,}72 K_m ;$$

les K_t sont déterminés une fois pour toutes ; dans le calcul de a interviennent nécessairement la pression atmosphérique et la température.

Tarage. — Un fléau de balance ; sur le fléau, un bâti oscillant avec lui et portant un moteur électrique qui reçoit son courant par deux fils plongeant dans des godets de mercure. On tourne à une vitesse angulaire déterminée.

Les moulinets à tarer sont placés directement sur le nez de la dynamo. On calcule ainsi :

$$K_m = \frac{M}{a\left(\frac{N}{1.000}\right)^2}.$$

On opère ainsi pour des vitesses angulaires croissantes et on doit trouver par K_m une valeur constante.

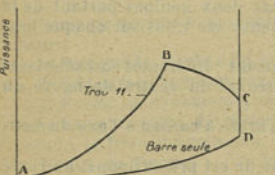


Fig. 284.

Similitude des moulinets. — Le calcul montre et l'expérience vérifie complètement que, pour deux moulinets géométriquement semblables, les coefficients varient comme la puissance cinquième du rapport de similitude.

Cette loi a été vérifiée trou par trou pour deux moulinets du module 2,5 et 5,5 dont le rapport de similitude est 2,2.

La puissance cinquième de 2,2 étant de 51,54, les coefficients du moulinet 5,5 doivent être égaux à ceux de 2,5 multipliés par 51,54.

Les moulinets sont caractérisés par le module qui est égal à l'écartement mesuré en centimètres. Toutes les dimensions des moulinets sont en modules.

Limites d'emploi d'un moulinet. — Elles sont imposées :

1° Par la limitation de la vitesse de l'extrémité de la barre ;

2° Par la tension des fibres les plus fatiguées.

Pour la première limite, on ne dépasse pas 100 mètres par seconde, mais il est possible que la loi de proportionnalité au carré de la vitesse se vérifie plus loin.

Pour la deuxième, la tension de la barre est limitée à 100 kilogrammes par centimètre carré, ce qui correspond à un coefficient de sécurité de 7 à 8 avec le frêne.

AB est la parabole cubique donnant la puissance en chevaux en fonction de N pour le trou n° 11.

AD est celle qui correspond à la barre seule.

CD est une verticale qui correspond à la vitesse circonférentielle de 100 mètres par seconde.

DC est une partie de la courbe d'égale tension de la barre, cette tension était fixée à 100 kilogrammes par centimètre carré.

Voici la valeur de K_t pour $\mu = 1$:

Numéro du trou.	K_t
1	0,069
4	0,119
5	0,179
6	0,268
7	0,385
8	0,514
9	0,655
10	0,814
11	1,018

Dimensions des moulinets Renard en fonction du module μ :

a = diamètre du moulinet	24μ
b = hauteur du profil à l'extrémité	μ
c = largeur du profil	μ
d = hauteur du profil à l'axe de symétrie	2μ
e = distance à l'axe de symétrie du raccordement du moyeu avec le côté plan du profil	3μ
f = distance à l'axe de symétrie du raccordement du moyeu avec le côté incliné du profil	5μ
g = écartement des trous de boulon	μ
h = hauteur maxima de la mortaise des boulons au-dessus de l'axe	$0,7\mu$
= distance du fond de la mortaise au trou n° 7	$0,45\mu$
j = largeur en plan de la paroi de raccordement de la mortaise	$0,20\mu$
k = largeur de la mortaise	$0,45\mu$
Plans carrés. Côté des plans	$\frac{60}{11}\mu$
Plans carrés. Épaisseur des plans	$\frac{4}{55}\mu$
Plans carrés. Diamètre des boulons (deux boulons par plan)	0.3μ
Distance à l'axe des trous extrêmes	11μ

On obtient pour les différents modules supérieurs à 5 les dimensions suivantes :

Dimensions	Modules μ							
	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
a	1m,20	1m,32	1m,44	1m,56	1m,68	1m,80	1m,92	2m,04
b	50m/m	55m/m	60m/m	65m/m	70m/m	75m/m	80m/m	85m/m
c	50	55	60	65	70	75	80	85
d	100	110	120	130	140	150	160	170
e	150	165	180	195	210	225	240	255
f	250	275	300	325	350	375	400	425
g	50	55	60	65	70	75	80	85
h	35	38,5	42	45,5	49	52,5	56	59,5
i	22,5	24,75	27	29,25	31,5	33,75	36	38,25
j	10	11	12	13	14	15	16	17
k	22,5	24,75	27	29,25	31,5	33,75	36	38,25

Les dynamos. — Il est indispensable, lorsque l'on utilise une dynamo comme appareil de freinage, de connaître le rendement de cette machine.

De plus, comme les moteurs à essayer n'ont pas tous la même puissance et que la vitesse angulaire à laquelle les essais sont faits varie nécessairement, il est indispensable de se placer dans des conditions telles que l'on puisse connaître le rendement de la dynamo pour des régimes très différents de fonctionnement.

La première condition à remplir est de rendre indépendante l'excitation de la dynamo ; la deuxième, c'est que cette excitation soit constante. En effet, le rendement ne sera constant, pour un régime donné de fonctionnement de la dynamo, que si le champ inducteur conserve la même valeur.

La source à laquelle on empruntera le courant d'excitation doit avoir la plus grande constance possible dans la tension (de préférence une batterie d'accumulateurs, courant de secteur suffisant). Un rhéostat de champ permet de maintenir le débit constant dans les inducteurs, quelles que soient les conditions de résistance dans lesquelles ils se trouvent par suite de leur échauffement, débit qu'un ampèremètre permet de contrôler.

Il est intéressant de signaler aussi que l'excitation indépendante et constante donne la possibilité de graduer un voltmètre en tachymètre ou, tout au moins, d'établir un barème donnant les vitesses angulaires correspondantes aux tensions lues sur le voltmètre, vitesses angulaires qui seront toujours les mêmes pour des tensions identiques.

Accouplement de la dynamo et du moteur. — On utilise soit des joints

de cardan, soit des plateaux d'accouplement du genre Raffard, à bague de caoutchouc ou à douille de caoutchouc.

Les bans d'essai peuvent être installés de deux façons différentes :

1° Les dynamos sont fixes et on monte successivement le moteur ;

2° Les moteurs sont fixes et on conduit la dynamo devant chaque moteur.

I. La dynamo est sur un massif de maçonnerie. Les supports du moteur sont le plus généralement constitués, de chaque côté, par un fer à double T fixé dans des glissières constituées par du fer à double carrière ou dans des plateaux en fonte à rainure.

Généralement l'arbre de la dynamo est prolongé de deux côtés, de façon à ce que l'on puisse préparer le montage d'un moteur pendant que l'autre est en essais.

Quelquefois le socle de la dynamo est prolongé par un plateau rainuré servant de bâti pour le moteur, lequel est supporté par des équerres emboîtées par des pièces de bois (chêne) sur lesquelles sont fixées les pattes d'attache.

Ce dispositif est très intéressant quand les essais doivent être de longue durée (pour une étude d'organes, par exemple, sur un moteur connu).

II. Tous les moteurs sont, par exemple, rangés le long d'un mur. Un arbre de transmission permet par des renvois avec courroies d'entrainer les moteurs pour le rodage à vide.

La dynamo est montée sur un chariot qui se déplace sur des rails ou on l'immobilise devant un moteur à l'aide de patins à sabots.

Frein dynamo-électrique. — Ce frein est formé par une dynamo dont l'induit est accouplé au moteur et dont les inducteurs sont montés sur paliers à billes et peuvent osciller, ou *vice versa*. Les inducteurs portent un levier auquel on accroche des poids ou un dynamomètre.

Des rhéostats d'excitation et de champ permettent de faire varier le régime. Ces freins sont munis d'indicateurs de tours, de voltmètres, d'ampèremètres et même d'indicateurs de puissance supprimant les calculs.

Comme pour le frein de Prony, la puissance est :

$$T = \frac{2\pi n LP}{60 \times 75}.$$

T, puissance en chevaux ;
n, nombre de tours par minute ;
L, bras de levier des poids en mètres
P, poids en kilogrammes.

Banc balance : Le moteur est monté sur un châssis pouvant osciller autour d'un axe [illegible] moteur.

Le banc étant équilibré à l'arrêt, on met en route le moteur ; on rétablit l'équilibre pour des poids P placés à l'extrémité d'un bras de levier L, le moteur étant freiné par un moulinet, une tibie ou plus généralement un organe récepteur quelconque.

La formule donnant la puissance est celle donnée au frein de Prony et au dynamomètre dynamo-électrique.

Frein hydraulique Froude. — Il très employé et très pratique. Une turbine, le rotor est accouplé à l'axe du moteur, le stator est monté sur billes et peut tourner autour du rotor, de l'eau courante est introduite dans l'appareil et on mesure le couple exercé par le rotor sur le stator; ce couple peut varier, en même temps que la puissance absorbée, en agissant sur l'introduction d'eau dans l'appareil. On a donc un engin très commode à manier. La puissance est donnée par la même formule que par le frein de Prony, cette formule étant de la force :

$$T = knP ;$$

k désignant une constante fixée au moment de la livraison de l'appareil de façon à simplifier les calculs.

Il suffit de mesurer n avec un compte-tour livré avec l'appareil et P au moyen de poids spéciaux et d'un peson spécial permettant de faire rapidement les interpolations pour de petites variations.

Couple moteur. — Pression moyenne.

Soit :

Q, cylindrée en litres,
n, nombre de tours à la minute,
T, puissance en chevaux.

Soit :

P_e, pression moyenne efficace,
M, Moment moteur par litre de cylindrée,
L, nombre de chevaux produits rapportés au litre à 1.000 tours.

Soit :

ρ, facteur déterminé par la formule $\rho = \frac{T}{Q \cdot n}$,

$P_e = 900\rho$,
$L = 1.000\rho$,
$M = 716\rho$.

RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT

La résistance totale à l'avancement se compose :

1° De la résistance du roulement en palier ;

2° De la résistance due aux rampes ;

3° De la résistance à l'air.

I. **Résistance au roulement.** — D'après G. Forestier, les efforts de traction sur route sont :

	par tonne.
Omnibus hippomobiles de Paris à 2 chevaux.....	20kg,8
— — 3 —	18 ,8
Tramways (vitesse 3 mètres par seconde).....	27 ,3
Fiacres à vide.....	33 ,0
— en charge.....	31 ,0
Camions de la raffinerie Say.....	25 ,0

M. Périssé donne le tableau suivant :

Vitesses en mètres par seconde.....	1m,50	3m,50	4m,45
— en kilomètres à l'heure.....	5km,4	12km,6	16km,020
Chaussée empierrée très bon état.....	21	24	25
— humide ou poussiéreuse.....	30	38	41
— boue molle.....	33	46	50
— boue épaisse.....	56	63	67
— ornières.....	73	81	85
— pavée en bon état.....	30	»	70
— en très bon état.....	25	26	60
— mouillée.....	22	30	»
Terrain naturel.....	65	250	»

M. Résal donne :

	par tonne.
Chaussée empierrée en très bon état....	35 kilogrammes.
— état défectueux	88 —
— non encore roulée..	125 —

M. Michelin a donné à la suite de ses premières expériences :

NATURE DU SOL	VITESSE à l'heure en kilomètres	BANDAGE pneumatique en kilogrammes par tonne	BANDAGE plein en kilogrammes par tonne	BANDAGE fer en kilogrammes par tonne
Bon macadam sec....	11,7	20,1	22,1	24,5
— poussière.	19,7	24,8	25,2	27,6
— mouillé ..	11,0	21,6	23,8	24,7
— détrempé.	21,0	35,8	42,6	45,6
Macadam sec défoncé.	22,0	22,5	28,0	33,8

Influence de la suspension. — Dupuis, en 1832, a donné :

RÉSISTANCE PAR TONNE	AU PAS	AU TROT
Partie de la charge non suspendue.....	31,7	40,02
— charge suspendue.....	12,0	15,45

La Compagnie générale des Petites Voitures de Paris a fait des expériences avec son véhicule dynanométrique suspendu, ces expériences ont donné :

	par tonne.
En charge.....	31 kilogrammes.
A vide.....	33 —

Pour une voiture automobile de bonne construction, avec roues simples, on peut prendre :

	par tonne.
Pour empattement de moins de 2m,50....	de 12-18 kilogrammes
— 2m,50 à 4 mètres.....	18-20 —
Pour voiture de course	12 —
Pour voiture à roues jumelles.....	25 —

II. La résistance due aux rampes est proportionnelle à la rampe et au poids de la voiture.

Elle est de 1 kilogramme par millimètre de rampe et par tonne.

Ainsi, pour une rampe de 15 0/0 et un poids total de la voiture de 1 200 kilogrammes, la résistance due à la rampe est de :

$$150 \times 1{,}2 = 180 \text{ kilogrammes.}$$

La résistance de l'air est proportionnelle au maître-couple et au carré de la vitesse de la voiture (ou plus exactement au carré de la vitesse relative du vent).

III. La résistance de l'air dépend aussi d'une faible proportion de la longueur de la carrosserie, de sa hauteur au-dessus du sol, etc.

Nous prendrons comme résistance de l'air $7^{g},5$ par mètre carré de surface et par une vitesse d'au moins 1 kilomètre à l'heure.

Exemple. — Pour une voiture marchant à 72 kilomètres à l'heure, et ayant un maître-couple de 2 mètres carrés, on aura une résistance de l'air de :

$$0{,}0075 \times 2 \times (72)^2 = 77^{kg},77.$$

Puissance à la jante.

On peut déterminer pratiquement la puissance transmise par le moteur aux roues motrices d'un véhicule par la méthode suivante :

On laisse la voiture débrayée descendre par son propre poids une côte de pente connue n 0/0, et on évalue la vitesse lorsque celle-ci est sensiblement uniforme. Le travail moteur est celui de la pesanteur :

$$T = PnV.$$

P étant le poids de la voiture en kilogrammes ;
n, la pente en mètres par mètre ($0^{m},08$ par exemple) ;
V, la vitesse en mètres par seconde ;
T, la puissance en kilogrammètres.

On en conclut que, pour obtenir la même vitesse en palier, le moteur devra fournir un travail égal à T.

Pour les vitesses voisines de V, on obtiendra la puissance par l'une des deux formules précédentes :

$$\frac{T}{T'} = \frac{V^2}{V'^2},$$

ou

$$\frac{T}{T'} = \frac{K'PV^2 + K''SV^3}{K'PV'^2 + K''SV'^3}.$$

Exemple. — Si une voiture de 1 000 kilogrammes descend par son poids une pente de 0m,06 à la vitesse de 50 kilomètres à l'heure, soit 14 mètres par seconde, et que sa vitesse en palier soit de 61 kilomètres, soit 17 mètres par seconde, la puissance à la jante, à cette vitesse, sera :

$$T' = T\frac{V'^2}{V^2} = 1000 \times 0{,}06 \times 14 \times \frac{17^2}{14^2} = 1\,238 \text{ kilogrammètres,}$$

soit 16ch,5.

LÉGISLATION DU TRAVAIL

Par **G. COURTOT**
Inspecteur du Travail

PREMIÈRE PARTIE. — GÉNÉRALITÉS

CHAPITRE I

DES CONVENTIONS RELATIVES AU TRAVAIL

Extrait du livre I du Code du Travail

A. — Du contrat de travail.

On distingue cinq sortes de contrats : 1° Le contrat d'apprentissage ; — 2° Le contrat de louage de services ; — 3° le contrat de louage d'ouvrage ou marché d'industrie ; — 4° Le marchandage ; — 5° *La convention* collective de travail.

Le contrat d'apprentissage.

De la nature et de la forme du contrat. — Art. 1er. — Le contrat d'apprentissage est celui par lequel un chef d'établissement industriel ou commercial, un artisan ou un façonnier s'oblige à donner ou à faire donner une formation professionnelle méthodique et complète à une autre personne, qui s'oblige, en retour, à travailler pour lui, le tout à des conditions et pendant un temps convenus.

Art. 2. — Le contrat d'apprentissage doit être constaté par écrit, soit par acte authentique, soit par acte sous seings privés. Il est exempt de tous droits de timbre et d'enregistrement. Les honoraires dus aux officiers publics sont fixés à 2 francs. — Il doit être obligatoirement rédigé dans la quinzaine au plus tard de sa mise à exécution, faute de quoi l'employeur et le représentant de l'apprenti seront passibles de peine de simple police. — Si le contrat d'apprentissage est rédigé par acte sous signatures privées, il le sera en trois originaux : un pour l'employeur, un pour le représentant légal de l'apprenti, le troisième sera adressé en franchise par le maire, auquel il sera obligatoirement remis, au secrétaire du conseil des prud'hommes, à défaut, au greffier de la justice de paix du canton de l'employeur. Ces derniers pourront en délivrer expédition au tarif habituel, sur papier libre. — L'acte sous signature privée acquerra date certaine par les visas que lui donneront les maires et, à défaut, les secrétaires des conseils de prud'hommes, ou les greffiers de justices de paix. L'auteur ou

les auteurs d'une date fausse seront condamnés à une peine de 16 à 100 francs d'amende. — Mention du contrat d'apprentissage doit être faite par le chef d'établissement à sa date sur le livret individuel de l'apprenti prévu à l'article 80 du livre II du présent code.

Art. 3. — L'acte d'apprentissage est établi en tenant compte des usages et des coutumes de la profession, notamment des règles établies par les chambres de commerce, les chambres de métiers, les comités départementaux de l'enseignement technique et les commissions locales professionnelles et sous le contrôle et la garantie des associations professionnelles en vue de l'apprentissage, partout où elles existeront régulièrement constituées. — Il contient : 1° les nom, prénoms, âge, profession, domicile du maître ; 2° les nom, prénoms, âge, domicile de l'apprenti ; 3° les nom, prénoms, profession et domicile de ses père et mère, de son tuteur ou de la personne autorisée par les parents ou à leur défaut par le juge de paix ; 4° la date et la durée du contrat ; 5° Les conditions de prix, de rémunération de l'apprenti, de nourriture, de logement et toute autre arrêtée entre les parties ; 6° l'indication des cours professionnels que le chef d'établissement s'engage à faire suivre à l'apprenti, soit dans l'enseignement technique et sous les sanctions que cette loi comporte ; 7° l'indemnité à payer en cas de rupture du contrat ou l'indication que cette indemnité sera fixée par le conseil des prud'hommes, à défaut par le juge de paix. — Il doit être signé par le maître et par les représentants de l'apprenti.

Des conditions du contrat. — Art. 4. — Nul ne peut recevoir des apprentis mineurs s'il n'est âgé de vingt et un ans au moins.

Art. 5. — Aucun maître, s'il est célibataire ou en état de veuvage ou divorcé, ne peut loger, comme apprenties, des jeunes filles mineures.

Art. 6. — Sont incapables de recevoir des apprentis : Les individus qui ont subi une condamnation pour crime ; — Ceux qui ont été condamnés pour attentat aux mœurs ; — Ceux qui ont été condamnés à plus de trois mois d'emprisonnement pour les délits prévus par les art. 388, 401, 405, 406, 407, 408, 423 du Code pénal.

Art. 7. — L'incapacité résultant de l'article 6 peut être levée par le préfet, sur l'avis du maire, quand le condamné, après l'expiration de sa peine, a résidé pendant trois ans dans la même commune. — A Paris, les incapacités seront levées par le préfet de police.

Art. 7 *a*. — Lorsque l'instruction professionnelle donnée par un chef d'établissement à ses apprentis sera manifestement insuffisante, comme en cas d'abus graves dont l'apprenti sera victime, le conseil des prud'hommes ou, à son défaut, le juge de paix peut, à la requête du comité départemental de l'enseignement technique, limiter le nombre des apprentis dans l'établissement, ou même suspendre pour un temps le droit pour le chef de cet établissement de former des apprentis.

Art. 7 *b*. — Lorsque l'apprenti témoignera d'une mauvaise volonté

tenace ou habituelle ou d'une incapacité notoire, le conseil des prud'hommes ou, à défaut, le juge de paix peut résilier le contrat.

Des devoirs des maîtres et des apprentis. — Art. 8. — Le maître doit se conduire envers l'apprenti en bon père de famille, surveiller sa conduite et ses mœurs, soit dans la maison, soit au dehors, et avertir ses parents ou leurs représentants des fautes graves qu'il pourrait commettre ou des penchants vicieux qu'il pourrait manifester. — Il doit aussi les prévenir sans retard, en cas de maladie, d'absence ou de tout fait de nature à motiver leur intervention. — Il n'emploiera l'apprenti, sauf conventions contraires, qu'aux travaux et services qui se rattachent à l'exercice de sa profession.

Art. 9. — Si l'apprenti âgé de moins de seize ans ne sait pas lire, écrire et compter, ou s'il n'a pas encore terminé sa première éducation religieuse, le maître est tenu de lui laisser prendre, sur la journée de travail, le temps et la liberté nécessaires pour son instruction. — Néanmoins, ce temps ne peut excéder deux heures par jour.

Art. 10. — Le maître doit enseigner à l'apprenti, progressivement et complètement, l'art, le métier ou la profession spéciale qui fait l'objet du contrat. — Il lui délivrera, à la fin de l'apprentissage, un congé d'acquit, ou certificat constatant l'exécution du contrat.

Art. 11. — L'apprenti doit à son maître fidélité, obéissance et respect; il doit l'aider, par son travail, dans la mesure de son aptitude et de ses forces. — Il est tenu de remplacer, à la fin de l'apprentissage, le temps qu'il n'a pu employer par suite de maladie ou d'absence ayant duré plus de quinze jours.

Art. 11 *a*. — L'apprenti dont le temps d'apprentissage est terminé passe un examen devant une commission désignée par la commission locale professionnelle ou, à son défaut, par le comité départemental de l'enseignement technique. En cas de succès, un diplôme lui sera délivré.

Art. 12. — Toute personne convaincue d'avoir employé sciemment, en qualité d'apprentis, d'ouvriers ou d'employés, des jeunes gens de moins de dix-huit ans, n'ayant pas rempli les engagements de leur contrat d'apprentissage, ou n'en étant pas régulièrement déliés, sera passible d'une indemnité à prononcer au profit du chef d'établissement ou d'atelier abandonné. — Tout nouveau contrat d'apprentissage conclu sans que les obligations du précédent contrat aient été remplies complètement, ou sans qu'il ait été résolu légalement, est nul de plein droit.

De la résolution du contrat. — Art. 13. — Les deux premiers mois de l'apprentissage sont considérés comme un temps d'essai pendant lequel le contrat peut être annulé par la seule volonté de l'une des parties. Dans ce cas, aucune indemnité ne sera allouée à l'une ou l'autre partie, à moins de conventions expresses.

Art. 14. — Le contrat d'apprentissage est résolu de plein droit :

1° Par la mort du maître ou de l'apprenti ; — 2° Si l'apprenti ou le maître est appelé au service militaire ; — 3° Si le maître ou l'apprenti vient à être frappé d'une des condamnations prévues en l'article 6 du présent titre ; — 4° Pour les filles mineures, dans le cas de divorce du maître, de décès de l'épouse du maître, ou de toute autre femme de la famille qui dirigeait la maison à l'époque du contrat.

Art. 15. — Le contrat peut être résolu sur la demande des parties ou de l'une d'elles : 1° Dans le cas où l'une des parties manquerait aux stipulations du contrat ; — 2° Pour cause d'infraction grave ou habituelle aux prescriptions du présent titre et des autres lois réglant les conditions du travail des apprentis ; — 3° Dans le cas d'inconduite habituelle de la part de l'apprenti ; — 4° Si le maître transporte sa résidence dans une autre commune que celle qu'il habitait lors de la convention. — Néanmoins la demande en résolution du contrat fondée sur ce motif n'est recevable que pendant trois mois à compter du jour où le maître aura changé de résidence ; — 5° Si le maître ou l'apprenti encourait une condamnation emportant un emprisonnement de plus d'un mois ; — 6° Dans le cas où l'apprenti viendrait à contracter mariage.

Art. 16. — Si le temps convenu pour la durée de l'apprentissage dépasse le maximum de la durée consacrée par les usages locaux, ce temps peut être réduit ou le contrat résolu.

De la compétence. — Art. 17. — Les réclamations qui pourraient être dirigées contre les tiers en vertu de l'article 12 du présent titre seront portées devant le conseil des prud'hommes ou devant le juge de paix du lieu de leur domicile.

Art. 18. — Dans les divers cas de résolution prévus au chapitre IV, les indemnités ou les restitutions qui pourraient être dues à l'une ou à l'autre des parties seront, à défaut de stipulations expresses, réglées par le conseil des prud'hommes ou par le juge de paix dans les cantons qui ne ressortissent point à la juridiction d'un conseil de prud'hommes.

Art. 19. — Si le père, la mère ou le représentant d'un mineur entendent l'employer comme apprenti, ils seront obligatoirement tenus d'en faire la déclaration au secrétariat du conseil des prud'hommes ou, à défaut, au greffe de la justice de paix de leur résidence. Cette déclaration sera assimilée dans tous ses effets à un contrat écrit d'apprentissage.

Le contrat de louage de services.

§ 1. *Règles générales.* — Art. 20. — On ne peut engager ses services qu'à temps ou pour une entreprise déterminée.

Les règles relatives au contrat de louage de services sont contenues dans le livre I du Code du travail (articles 21 à 24 inclus) et peuvent être résumées comme suit :

L'engagement d'un ouvrier ne doit pas dépasser un an.

Lorsque le contrat est fait sans détermination de durée, il peut toujours cesser par la volonté d'une des parties contractantes.

Celui qui a engagé ses services peut, à l'expiration du contrat, exiger de l'employeur un certificat de travail.

§ 2. *Règles particulières aux réservistes et aux territoriaux appelés à faire une période d'instruction militaire.* — ART. 25. — En matière de louage de services, si un patron, un employé ou un ouvrier est appelé sous les drapeaux comme réserviste ou territorial pour une période obligatoire d'instruction militaire, le contrat de travail ne peut être rompu à cause de ce fait.

ART. 26. — Alors même que, pour une cause légitime, le contrat serait dénoncé par l'une des parties, la durée de la période militaire est exclue des délais impartis par l'usage pour la validité de la dénonciation, sauf toutefois dans le cas où le contrat de louage a pour objet une entreprise temporaire prenant fin pendant la période d'instruction militaire.

ART. 27. — En cas de violation des articles précédents par l'une des parties, la partie lésée a droit à des dommages-intérêts qui seront arbitrés par le juge conformément aux indications de l'article 23 du présent livre.

ART. 28. — Toute stipulation contraire aux dispositions qui précèdent est nulle de plein droit.

§ 3. *Règles particulières aux femmes en couches.* — ART. 29. — La suspension du travail par la femme, pendant huit semaines consécutives, dans la période qui précède et suit l'accouchement, ne peut être une cause de rupture par l'employeur du contrat de louage de services et ce, à peine de dommages-intérêts au profit de la femme. Celle-ci devra avertir l'employeur du motif de son absence. Toute convention contraire est nulle de plein droit. — L'assistance judiciaire sera de droit pour la femme devant la juridiction du premier degré.

ART. 29 *a* (*ajouté Loi* 17 *juin* 1913). — Les femmes en état de grossesse apparente pourront quitter le travail sans délai-congé et sans avoir de ce fait à payer une indemnité de rupture.

Règlements d'ateliers. — Les clauses particulières du contrat de travail sont le plus souvent insérées dans les Réglements d'ateliers. Les prescriptions de ces règlements ne lient les ouvriers que si ceux-ci en ont eu, dès leur entrée à l'atelier, ample et suffisante connaissance, qu'elles sont observées et qu'ils les ont constamment sous les yeux pendant le travail. — Les règlements d'ateliers ont une force obligatoire, même établis par le patron seul lorsqu'il est évident que l'ouvrier y a donné un consentement tacite. — Pour être valables, les clauses insérées ne doivent pas être contraires aux lois. Seraient nulles de plein droit et sans effet les clauses qui prescriraient une retenue sur les salaires pour le paiement de la prime assurance-

accidents ou qui imposeraient une durée de travail supérieure au maximum légal.

Délai-Congé. — Quand il s'agit de contrat de travail fait san détermination de durée, l'usage s'est établi entre patrons et ouvriers de se prévenir mutuellement un certain temps à l'avance de leur intention de rompre le contrat qui les lie. Le temps qui s'écoule entre la dénonciation du contrat et la cessation effective de travail prend le nom de délai-congé. — C'est l'usage qui fixe la durée du délai-congé ainsi que le montant de l'indemnité à payer par la partie qui n'observe pas le délai-congé. — Pendant la période d'essai, le patron et l'ouvrier peuvent mutuellement se séparer sans observer le délai-congé. — Pour les ouvriers travaillant à l'heure ou à la journée, le Conseil des Prud'hommes de la Seine impose au patron un délai de préavis d'une heure. — Pour les ouvriers travaillant à la semaine ou à la quinzaine, les délais de préavis sont de huit ou de quinze jours. — Quant aux employés subalternes, certaines décisions disent que le délai de congé est seulement de quinze jours, d'autres d'un mois. — S'il s'agit d'employés supérieurs, aucune précision ne peut être apportée. — Pour les employés intéressés, le délai de préavis est le même que pour de simples employés. — Les parties sont libres de fixer par un règlement d'atelier ou par une convention la durée du délai-congé. Elles peuvent même convenir qu'aucun délai ne sera observé.

Le contrat de louage d'ouvrage ou marché.

Dans ce contrat, l'ouvrier loue son travail pour un ouvrage déterminé à faire moyennant un prix convenu. C'est le travail à la pièce ou à la tâche. Il est soumis aux règles contenues dans les articles 1787 et suivants du Code civil. Le louage d'ouvrage prend fin : 1° par l'achèvement de l'ouvrage ; — 2° par la volonté du patron ; — 3° par la mort de l'ouvrier, de l'architecte ou de l'entrepreneur.

Le marchandage.

Le marchandage est le contrat par lequel des entrepreneurs et des tâcherons qui se sont rendus adjudicataires d'un travail, traitent en seconde, troisième ou quatrième main et à forfait avec des ouvriers pour la confection de telle ou telle partie de l'ouvrage. L'exploitation des ouvriers par des sous-entrepreneurs ou marchandage est interdite (art. 32 du livre I du Code du travail). Les associations d'ouvriers qui n'ont point pour objet l'exploitation des ouvriers les uns par les autres ne sont point considérées comme marchandage.

La convention collective de travail.

Les dispositions relatives à la convention collective du travail sont contenues dans le livre I du Code du travail (articles 31 à 32) et peuvent être résumées comme suit :

Après avoir défini la convention collective, le législateur détermine les conditions auxquelles doivent satisfaire les contrats de travail individuels ou collectifs :

1° La convention doit être écrite et n'est applicable qu'à partir du jour qui suit son dépôt ;

2° Elle fixe la région où elle sera appliquée ;

3° Elle indique la durée pour laquelle elle est constituée ;

4° Elle indique ensuite les effets et les sanctions qui résultent de sa non-exécution.

B. — Du Salaire

Paiement des Salaires (*art.* 43, 44, 45 *du livre I du Code du travail*).

Les salaires des ouvriers et employés doivent être payés en monnaie métallique ou fiduciaire ayant cours légal nonobstant toute stipulation contraire à peine de nullité. Les salaires des ouvriers du commerce et de l'industrie doivent être payés au moins deux fois par mois, à seize jours au plus d'intervalle ; ceux des employés doivent être payés au moins une fois par mois.

Pour tout travail aux pièces dont l'exécution doit durer plus d'une quinzaine, les dates de paiement peuvent être fixées de gré à gré, mais l'ouvrier doit recevoir des acomptes chaque quinzaine et être intégralement payé dans la quinzaine qui suit la livraison de l'ouvrage. Le paiement ne peut être effectué un jour où l'ouvrier ou l'employé a droit au repos, soit en vertu de la loi, soit en vertu de la convention. Il ne peut avoir lieu dans les débits de boissons ou magasins de vente, sauf pour les personnes qui y sont occupées.

Des économats.

Art. 75. — Il est interdit à tout employeur : 1° d'annexer à son établissement un économat où il vende, directement ou indirectement, à ses ouvriers et employés ou à leurs familles, des denrées et marchandises de quelque nature que ce soit ; 2° d'imposer à ses ouvriers et employés l'obligation de dépenser leur salaire, en totalité ou en partie, dans des magasins indiqués par lui. — Cette interdiction ne s'étend pas au contrat de travail, si ce contrat stipule que l'ouvrier sera logé et nourri et recevra, en outre, un salaire déterminé en argent ou si, pour l'exécution de ce contrat, l'employeur cède à l'ouvrier des fournitures à prix coûtant.

Art. 76. — Tout économat doit être supprimé dans un délai de deux ans à dater du 25 mars 1910.

Art. 77. — Les économats des réseaux de chemins de fer, qui sont placés sous le contrôle de l'État, ne sont pas régis par les dispositions des art. 75 et 76, sous la triple réserve : 1° que le personnel ne soit pas obligé de se fournir à l'économat ; 2° que la vente des denrées et marchandises ne rapporte à l'employeur aucun bénéfice ; 3° que l'économat soit géré sous le contrôle d'une commission composée, pour

un tiers au moins, de délégués élus par les ouvriers et employés du réseau.

Toutefois, le ministre des Travaux publics fera, cinq ans après le 25 mars 1910, procéder, dans les formes fixées par arrêté ministériel, à une consultation du personnel sur la suppression ou le maintien de l'économat de chaque réseau. Ce referendum sera renouvelé à l'expiration de chaque période de cinq ans.

Les mêmes règles s'appliqueront aux économats annexés aux établissements industriels dépendant de sociétés dans lesquelles le capital appartient, en majorité, aux ouvriers et employés, retraités ou non, de l'entreprise et dont les assemblées générales seront statutairement composées, en majorité, des mêmes éléments.

Du salaire de la femme mariée.

Art. 78. — Les droits de la femme mariée sur les produits de son travail personnel et les économies en provenant sont déterminés par la loi du 13 juillet 1907 relative au libre salaire de la femme mariée et à la contribution des époux aux charges du mariage.

C. — Du placement des travailleurs.

Extraits du livre I du Code du travail.

Art. 79. — L'autorité municipale surveille les bureaux de placement pour y assurer le maintien de l'ordre, les prescriptions de l'hygiène, et en ce qui concerne les bureaux autorisés, elle surveille en outre l'observation des prescriptions auxquelles ils sont tenus de se conformer. Elle prend les arrêtés nécessaires à cet effet.

Art. 81. — Aucun bureau de placement, payant ou gratuit, ne peut être géré ou exploité, directement ou indirectement, par une personne exerçant l'un des commerces ci-après : hôtelier, logeur, restaurateur, débitant de boissons, négociant ou courtier, ou représentant en denrées alimentaires, ou en articles d'habillement, ou objets d'usage personnel, commerce d'achat et de vente de reconnaissances de mont-de-piété. — Il est interdit d'établir le siège d'un bureau de placement dans les locaux ou dans les dépendances des locaux occupés par les exploitations visées au paragraphe précédent. — Il est interdit à tout tenancier, gérant, préposé d'un bureau de placement de subordonner le placement à l'obligation de se fournir dans des magasins indiqués par lui.

Art. 83. — Les bureaux de placement gratuit créés par les municipalités, par les syndicats professionnels ouvriers, patronaux ou mixtes, les bourses du travail, les compagnonnages, les sociétés de secours mutuels et toutes autres associations légalement constituées ne sont soumis à aucune autorisation.

Art. 84. — Les bureaux de placement énumérés à l'article 83, sauf ceux qui sont créés par les municipalités, sont astreints au dépôt d'une déclaration préalable effectuée à la mairie de la commune où ils sont établis. La déclaration devra être renouvelée à tout changement de local du bureau.

Art. 85. — Dans chaque commune, un registre constatant les offres et demandes de travail et d'emplois devra être ouvert à la mairie et mis gratuitement à la disposiiion du public. A ce registre sera joint un répertoire où seront classées les notices individuelles que les demandeurs de travail pourront librement joindre à leur demande. Les communes comptant plus de 10.000 habitants seront tenues de créer un bureau municipal. — Si la création du bureau municipal de placement prescrite par le paragraphe précédent n'a pas été réalisée, il y sera procédé d'office par le Préfet, après mise en demeure restée sans résultat adressée au Conseil municipal. — Ces dépenses nécessitées par l'installation et le fonctionnement du bureau de placement créé en exécution des dispositions qui précèdent sont obligatoires pour les villes déterminées au paragraphe 2 du présent article.

Art. 85 *a*. — Dans chaque département l'institution d'un office départemental de placement est comprise dans les dépenses obligatoires inscrites au budget départemental. — Les offices départementaux ont pour objet d'organiser et d'assurer, dans toutes les communes de leur circonscription, le recrutement et le placement gratuits des travailleurs de l'agriculture, de l'industrie, du commerce, des professions libérales, ainsi que des domestiques et des apprentis. Il peut être créé facultativement plusieurs offices dans le même département, si le conseil général le décide. — Des arrêtés préfectoraux déterminent, conformément aux délibérations du conseil général, le siège et la circonscription de chaque office départemental, son budget, son organisation, son fonctionnement et le mode de nomination de son personnel. — Les conseils généraux peuvent, en outre, s'associer pour la création et le fonctionnement d'offices interdépartementaux de placement.

Art. 85 *b*. — Dans chaque circonscription d'office départemental, uu bureau municipal de placement, s'il en existe, peut être chargé, par arrêté préfectoral et après accord avec la municipalité intéressée, de former l'office départemental. — Les bureaux municipaux de placement — ou, s'il a été fait application du paragraphe précédent, les bureaux de la circonscription autres que celui qui joue le rôle d'office départemental — ainsi que les services municipaux d'inscription des offres et demandes d'emplois, doivent être en relations, quant à leur fonctionnement technique, avec l'office départemental de leur circonscription. — Chaque office départemental, de son côté, doit se tenir en rapports réguliers, notamment par l'échange de renseignements sur les excès d'offres et de demandes de main-d'œuvre, avec

les autres offices du département, ceux des autres départements, les offices interdépartementaux et avec l'office central institué auprès du ministère du Travail. — La correspondance postale échangée pour les besoins du service entre tous ces bureaux et offices de placement est admise à circuler en franchise sous pli fermé.

Art. 85 *c*. — Chaque bureau municipal ou office départemental peut, pour certaines professions, instituer des sections professionnelles. L'institution d'une section agricole est obligatoire dans chaque office départemental. — Il est adjoint à chaque bureau municipal et office départemental et, s'il y a lieu, par arrêté spécial, à chaque section professionnelle, une commission administrative chargée de contrôler les opérations de placement et de donner son avis pour toutes les questions intéressant le développement de ces institutions. — Ces commissions doivent comprendre un nombre égal d'ouvriers ou employés et de patrons appartenant, autant que possible, aux professions qui font le plus souvent appel au placement.

Art. 86. — Sont exemptées du droit de timbre les affiches imprimées ou non, concernant exclusivement les offres et demandes de travail et d'emplois et apposées par les bureaux de placement gratuit énumérés à l'article 83.

Art. 87. — Il est interdit à tout gérant ou employé de bureau de placement gratuit de percevoir une rétribution quelconque à l'occasion du placement d'un ouvrier ou employé.

Art 88. — Nul ne peut tenir un bureau de placement, sous quelque titre, pour quelques professions, places ou emplois que ce soit, sans une permission spéciale qui ne peut être accordée qu'à des personnes de moralité reconnue. Cette permission est accordée, après avis de l'Office départemental de placement, par le maire, lorsque le bureau doit exercer son activité principale dans la commune où il est établi ; par le préfet, lorsque cette activité doit s'exercer principalement en dehors de la commune et dans la limite du département. Elle est accordée par le ministre du Travail, après consultation, si les bureaux effectuent des placements dans l'agriculture, du ministre de l'Agriculture, lorsque cette activité doit s'étendre sur plusieurs départements.

Art. 88 *a*. — Il est interdit aux gérants ou préposés de bureaux de placement : 1° de percevoir ou d'accepter, à l'occasion des opérations faites par eux, des dépôts ou cautionnements de quelque nature que ce soit ; 2° d'annoncer, de quelque façon que ce soit, les emplois qu'ils n'auraient pas mission d'offrir.

Art. 88 *b*. — Il est interdit de vendre, soit à l'abonnement, soit au numéro, des feuilles d'offres ou de demandes d'emplois. — Ne sont pas considérés comme feuilles d'offres ou de demandes d'emplois, les journaux ou périodiques qui, n'ayant manifestement pas pour objet des opérations de placement par voie d'annonces, insèrent des offres

ou des demandes d'emplois, à condition qu'il ne soit pas consacré à ces offres ou demandes plus de la moitié de la superficie du journal ou du périodique.

Art. 90. — L'autorité municipale règle le tarif des droits qui peuvent être perçus par le gérant.

Art. 91. — Les frais de placement touchés dans les bureaux maintenus à titre payant sont entièrement supportés par les employeurs sans qu'aucune rétribution puisse être reçue des employés. — Les articles suivants indiquent les motifs de la suppression des bureaux et les pénalités auxquelles sont assujettis ceux qui ne se soumettraient pas à ces prescriptions.

Fonctionnement du placement. (*Décret du* 9 *mars* 1926.)

Art. 1er. — Chaque office départemental ou bureau municipal de placement doit être installé dans un local spécialement y affecté, pourvu du téléphone, d'accès facile au public, et dont l'emplacement est indiqué par des affiches et enseignes très apparentes. — Dans chaque office départemental et dans chaque bureau municipal, les employés doivent être en nombre suffisant pour assurer, pendant les heures d'ouverture de l'office ou des bureaux, le fonctionnement normal du service.

Art. 2. — La commission administrative de contrôle prévue au paragraphe 2 de l'article 85 et du livre Ier du Code du travail doit être constituée comme suit. — Pour un office départemental ou pour un bureau municipal chargé de former l'office départemental, la commission administrative comprend : Un représentant au moins du conseil general et, le cas échéant, des conseils municipaux participant aux dépenses de l'office, désignés par ces assemblées. — Un nombre égal de patrons et d'ouvriers ou employés ou d'anciens patrons, ouvriers ou employés dont le total ne peut être inférieur à 10. — Un représentant du comité départemental des mutilés. — Le chef de l'office régional de la main-d'œuvre dans la circonscription duquel se trouve l'office ou son délégué quand il n'est pas lui-même directeur de l'office ou chef du bureau municipal. — Le directeur des services agricoles ou son délégué, l'inspecteur départemental du travail, et le directeur de l'office départemental ou le chef du bureau municipal, avec voix consultative seulement. — Pour un bureau municipal qui n'est pas chargé de former l'office départemental, la commission administrative comprend : Un conseiller municipal désigné par le conseil municipal. — Un nombre égal de patrons et d'ouvriers ou employés ou d'anciens patrons, ouvriers ou employés dont le nombre total ne peut être inférieur à 8. — Le chef de l'office régional de la main-d'œuvre dans la circonscription duquel se trouve le bureau ou son délégué et le directeur de l'office départemental ou de la section de l'office départemental dans la circonscription duquel se trouve le bureau. — Le chef du bureau municipal avec voix con-

sultative seulement. — Dans toute commission administrative, le nombre des membres autres que les patrons, ouvriers ou employés ayant voix délibérative ne peut excéder le tiers.

Art. 3. — Les membres de la commission de l'office départemental sont nommés par le préfet, les membres de la commission administrative du bureau municipal par le maire. — Les membres patrons, ouvriers ou employés sont choisis parmi les personnes exerçant depuis trois ans au moins l'une des professions appelées à avoir le plus souvent recours aux services de placement public et, autant que possible, sur la proposition des syndicats de patrons, d'ouvriers ou d'employés appartenant à ces professions et en ce qui concerne les représentants de l'agriculture sur la proposition des associations agricoles.

Art. 4. — La commission administrative de l'office départemental ou du bureau municipal de placement présente au préfet ou au maire toutes propositions qu'elle juge utiles relativement à l'organisation et au développement de l'office départemental ou du bureau municipal et, le cas échéant, des sections paritaires professionnelles. — Elle fixe le règlement de ces services sous réserve de l'approbation du préfet ou du maire. Elle présente, au cours du premier trimestre de chaque année, au préfet ou au maire, un projet de budget des services et soumet à la session budgétaire du conseil général ou du conseil municipal un rapport sur leur fonctionnement.

Art. 6. — La commission administrative peut déléguer tout ou partie de ses attributions de contrôle, pendant l'intervalle de ses sessions, à une délégation composée par moitié de patrons et d'ouvriers.

Art. 7. — La section agricole instituée obligatoirement dans chaque office départemental et les autres sections professionnelles instituées, le cas échéant, au sein des offices départementaux ou des bureaux municipaux, sont placées sous l'autorité du directeur de l'office départemental ou du chef du bureau municipal. — Les commissions adjointes, s'il y a lieu, aux sections professionnelles sont composées d'au moins quatre patrons et ouvriers ou anciens patrons et ouvriers de la profession, désignés par le préfet ou le maire dans les mêmes conditions que les membres patrons et ouvriers de la commission administrative. — Le directeur des services agricoles du département, ou son délégué, a le droit d'assister avec voix consultative aux séances de la commission de la section agricole. Il y est toujours convoqué. — La commission adjointe à une section professionnelle émet son avis sur toutes les questions concernant le placement dans la profession. Ses délibérations et avis sont communiqués à la commission administrative de l'office ou du bureau municipal qui arrête définitivement les propositions à formuler. — Chaque commission de section professionnelle délègue un patron et un ou-

vrier avec voix délibérative aux séances de la commission administrative de l'office départemental ou du bureau municipal.

Art. 8. — Pour chaque office départemental, l'arrêté préfectoral prévu par l'article 85 *a*, § 4 du livre Ier du Code du travail, et, pour chaque bureau municipal, un arrêté du maire détermineront le mode de désignation du président de la commission administrative et des commissions paritaires, la durée du mandat des membres de la commission administrative et des commissions paritaires, qui ne peut excéder trois ans, la périodicité des séances, à raison d'une au moins par trimestre, la procédure du contrôle de la gestion du bureau et, s'il y a lieu, les indemnités à allouer aux membres à titre de jetons de présence. — Dans toute délibération, les patrons et ouvriers ou employés ne doivent prendre part au vote qu'en nombre égal. — Dans le cas où les patrons et ouvriers ou employés ne sont pas présents en nombre égal, un tirage au sort détermine le ou les membres qui ne prennent pas part au vote. — Les décisions sont prises à la majorité des membres présents. Au sein de la commission administrative, cette majorité doit, dans les questions d'ordre professionnel, comprendre la majorité des membres patrons, ouvriers et employés. Le président de la commission administrative ou d'une commission paritaire ne doit être ni un des membres employeurs ou employés, ni l'agent ayant la direction de l'office départemental ou du bureau municipal, ni le préposé d'une section professionnelle. Il ne vote pas. — Le règlement intérieur détermine, en outre, le mode de nomination et les fonctions du ou des agents préposés au placement et les conditions générales du fonctionnement des bureaux et, notamment, leurs heures d'ouverture.

Art. 10. — Dans les salles où le public a accès, est apposée une affiche rappelant que le placement est rigoureusement gratuit, et que, l'article 87 du livre Ier du Code du travail interdisant à tout gérant ou employé du service de percevoir une rétribution ou récompense quelconque à l'occasion du placement d'un ouvrier ou employé, il est formellement défendu aux employeurs et aux ouvriers ou employés d'offrir une rétribution quelconque au personnel des bureaux. — Sont également affichés ou tenus à la disposition des intéressés, les conventions collectives de travail et les bordereaux de salaire, qui auront été portés à la connaissance les services par les organisations intéressées.

Art. 12. — En cas de conflit collectif ayant entraîné une cessation du travail, le service de placement continue de fonctionner. Mais si ce conflit est de notoriété publique ou a été porté à la connaissance du service, celui-ci est tenu d'en avertir tout demandeur auquel est offert un emploi dans une entreprise atteinte, directement ou indirectement, par le conflit ou tout employeur de la profession intéressée demandant du personnel. — La liste desdites entreprises est,

en outre, affichée dans la salle réservée aux demandeurs et aux offreurs.

Offices départementaux de placement des travailleurs.

La guerre a troublé profondément le marché du travail.

Au chômage absolu du fait de la guerre a succédé une reprise progressive du travail, mais très variable suivant les régions. Alors que, dans telle région, il y avait pénurie de main-d'œuvre, dans la région voisine, le nombre des chômeurs était très élevé.

Cet état de choses fit ressortir les lacunes d'une organisation de placement pratiquée en dehors des bureaux de placement privés, par quelques syndicats professionnels. De plus, très peu de villes de plus de 10.000 habitants avaient ouvert des bureaux de placement.

Le ministre du Travail a alors invité les préfets à créer, dans chaque département, un office départemental de placement.

Pour assurer la liaison entre les offices départementaux de placement, il a été institué au ministère du Travail un office central de placement. Les offices départementaux de placement bénéficient des subventions de l'État s'ils répondent aux conditions imposées par le décret du 12 mars 1916.

Office National des mutilés et réformés de guerre. (*Loi du 2 janvier* 1918.)

Au placement on peut rattacher la question de la rééducation professionnelle et de l'Office national des mutilés et réformés de guerre.

L'Office national des mutilés et réformés de guerre est un agent de liaison entre les œuvres privées ayant pour objet la protection des intérêts généraux des mutilés et invalides de la guerre, leur rééducation professionnelle et leur placement. Il leur assure aussi le patronage et l'appui permanents qui sont dus par la reconnnaissance de la nation.

Dans chaque département, il est institué des comités locaux de mutilés et réformés de guerre ayant des attributions semblables à celles de l'office.

Aux termes de l'article 1 de la loi du 2 janvier 1918, tout militaire ou ancien militaire des armées de terre et de mer atteint d'infirmités résultant de blessures reçues ou de maladies contractées ou aggravées pendant la guerre de 1914-1918 peut demander son inscription à une école de rééducation professionnelle.

D. — Taxe d'apprentissage

L'article 25 de la loi de finances du 13 juillet 1925, qui crée une taxe d'apprentissage, prévoit qu'un règlement d'administration publique devra intervenir pour fixer les modalités d'application de cette nouvelle contribution.

Le législateur a spécifié que cette taxe ne serait pas établie dans les conditions ordinaires de la réglementation fiscale. Si le service

de recouvrement de la taxe doit demeurer le même qu'en matière de contributions directes et taxes assimilées, une innovation profonde est apportée dans le service de l'assiette. C'est, en effet, au comité départemental de l'enseignement technique. institué par la loi du 25 juillet 1919, qu'est dévolu le soin d'établir les états matriciels de la taxe dont il s'agit et de fixer annuellement, pour chacun des assujettis, le montant de son imposition.

En faisant intervenir ainsi le comité départemental de l'enseignement technique dans l'application de la taxe d'apprentissage, le législateur a tenu à montrer le caractère spécial de cette contribution, dont le produit doit servir exclusivement à des dépenses en faveur de l'enseignement technique et de l'apprentissage, ainsi qu'au développement des laboratoires scientifiques.

Le soucid'exonérer les assujettis qui auraient déjà consenti à assumer les charges d'œuvres d'enseignement technique et d'apprentissage devait entraîner une procédure complexe dans l'application de la taxe. Pour chaque cas particulier, le calcul de l'imposition allait se faire à l'aide d'un élément certain, formé par les déclarations des chefs d'entreprises, du montant des salaires, traitements et rétributions quelconques, payés au cours de l'année précédente, et aussi, en tenant compte d'un élément à caractère contingent, constitué par les demandes d'exonérations qui pourraient se produire dans un certain nombre de cas limitativement énumérés par la loi.

Le premier élément est destiné à faire ressortir la taxe brute ; aucune difficulté n'apparaît pour arriver à révéler cet élément ; les assujettis seront astreints à faire une déclaration des salaires, traitements et rétributions quelconques, analogue à celle prévue par l'article 26 de la loi du 31 juillet 1917, complété par l'article 6 de la loi de finances de 1925. Cette déclaration sera l'élément de base des états matrices.

Le deuxième élément n'interviendra que si l'assujetti a déjà effectué des dépenses pour l'enseignement technique et l'apprentissage, et qu'il entend s'en prévaloir ; ces dépenses viendraient en déduction de la taxe d'apprentissage, permettant de chiffrer la véritable imposition du contribuable, c'est-à-dire la taxe nette.

Le législateur ne pouvait se contenter de l'affirmation des assujettis, qui demandaient décharge de la taxe. Si l'on ne voulait organiser « l'évasion » de la taxe d'apprentissage, il convenait d'instituer un contrôle sévère des faits allégués à l'appui des demandes d'exonération.

Un seul organisme était apte à exercer ce contrôle, c'était le comité départemental de l'enseignement technique, assemblée qui, en conformité de la loi du 25 juillet 1919, centralise toutes les questions relatives aux écoles et aux cours professionnels du département, qui s'occupe du développement de l'enseignement technique et possède

l'expérience des choses de cet enseignement, puisque l'administration ne traite aucune affaire sans que le comité n'ait été invité à formuler son avis.

Si le comité départemental apparaissait compétent pour être le juge des exonérations et établir la taxe nette pour chaque contribuable, il se trouvait démuni de tous moyens de réunir les éléments d'appréciation nécessaires. Cette assemblée a été, en effet, jusqu'alors une assemblée purement consultative, n'ayant pas de budget, ne disposant d'aucun service. Pour que le comité pût jouer son rôle, il importait donc de désigner les autorités administratives qui allaient être chargées de réunir les éléments d'information, de procéder à l'instruction des demandes d'exonération. C'est dans ce but que le projet a prévu l'intervention de l'inspection de l'enseignement technique, de l'inspection du travail, pour l'application de la taxe d'apprentissage.

Les autres dispositions du projet sont inspirées, d'une part, par la nécessité de procurer aux agents chargés de l'instruction des demandes, des moyens d'information qui les mettent à même de se rendre compte de la matérialité des faits déclarés; d'autre part, par le désir d'accorder toutes facilités aux contribuables pour effectuer le dépôt de leurs déclarations; pour les guider, le cas échéant, dans l'énumération des charges relatives à l'enseignement technique et à l'apprentissage, qu'ils supportent et qui sont susceptibles d'ouvrir un droit à l'exonération. Enfin le projet s'est efforcé de donner aux assujettis toute latitude dans le choix des moyens pour faire la preuve devant le comité départemental de l'enseignement technique comme devant la commission permanente du conseil supérieur jugeant en appel des faits qu'ils invoquent.

Tels sont les principes qui ont présidé à l'élaboration du projet de règlement que nous avons l'honneur, après avoir recueilli l'avis du Conseil d'Etat, de soumettre à votre haute sanction.

CHAPITRE PREMIER

Des déclarations et des demandes d'exonération.

Art. 1er. — Avant le 1er mars de chaque année, le chef d'entreprise assujetti à la taxe adresse au préfet du département où est situé le siège social de son entreprise une déclaration globale, établie en double exemplaire et contenant les indications suivantes : — 1° Ses nom, prénoms et, le cas échéant, la raison sociale de l'entreprise, la nature de l'entreprise, le siège social, le lieu où est situé l'établissement et, s'il y a lieu, celui de chacun des établissements exploités par l'entreprise ; — 2° Le montant total des appointements,

salaires, rétributions quelconques, payés l'année précédente. — Lorsque l'entreprise comprend des établissements situés dans des départements autres que celui du siège social, il est annexé à la déclaration un état dressé pour chacun des départements où sont situés ces établissements et contenant pour chacun de ces derniers les indications prévues au précédent paragraphe.

Art. 2. — S'il y a lieu, l'assujetti joint à sa déclaration une demande d'exonération partielle ou totale de la taxe, en raison des dépenses qu'il a effectuées, au cours de l'année précédente, en vue de favoriser l'enseignement technique et l'apprentissage.

Il indique dans cette demande ; — 1° Le nombre des ouvriers et employés âgés de plus de 18 ans ; — 2° Le nombre des ouvriers et employés âgés de moins de 18 ans ; — 3° Le nombre des apprentis. Sont considérés comme apprentis pour l'application de la loi du 13 juillet 1925, les jeunes gens, jeunes femmes et filles, sans distinction de nationalité, âgés de moins de 18 ans, munis d'un contrat d'apprentissage et, à défaut, occupés dans le commerce ou l'industrie en vue d'une formation professionnelle méthodique et complète ; — 1° S'il y a lieu, les conditions dans lesquelles l'assujetti assure l'apprentissage de son personnel et organise, pour lui, l'enseignement technique avec l'énumération des charges qu'il supporte du fait de l'apprentissage et de l'enseignement technique et qui rentrent dans une des catégories suivantes : — *a*. Les frais de premier établissement et de fonctionnement des cours professionnels et techniques de degrés divers, lorsque ces cours sont reconnus suffisants, après avis de la commission locale professionnelle dans les conditions prévues par la loi du 25 juillet 1919 ou après avis de l'inspection de l'enseignement technique. — Les frais de premier établissement ne comprennent que ceux qui ont été assumés depuis la promulgation de la loi de finances du 13 juillet 1925 ; — *b*. Les salaires des techniciens qui sont chargés, à l'exclusion de tout autre travail, de la formation et de la direction des apprentis isolés ou en groupe, dans la limite maximum d'un technicien pour dix apprentis : — *c*. Les salaires payés aux apprentis pendant les dix premiers mois de l'apprentissage, lorsqu'ils sont soumis à un programme d'apprentissage méthodique complet pendant toute la durée de l'apprentissage, ainsi que les salaires payés pour les heures de présence aux cours professionnels, contrôlées par l'usage du livret prévu à l'article 45 de la loi du 25 juillet 1919 ; — *d*. Les subventions en espèces ou en nature aux écoles techniques publiques ou reconnues par l'Etat, ou aux écoles dont l'enseignement aura été reconnu suffisant par l'inspection générale de l'enseignement technique après consultation, s'il y a lieu, de l'administration publique plus spécialement intéressée ; les bourses et allocations d'études dans lesdites écoles, avec le nom et l'adresse des bénéficiaires, ainsi que toutes indications sur

l'utilisation de ces sommes ; — *e*. La participation aux frais des œuvres complémentaires de l'enseignement technique et de l'apprentissage, la nature desdites œuvres et toutes indications utiles s'y rapportant ; — *f*. Les subventions pour le développement et le fonctionnement des laboratoires de sciences pures et appliquées ; — 5° S'il y a lieu, le montant des subventions, allocations, cotisations, centimes additionnels à l'imposition des patentes, ou autres contributions spéciales versées à des groupements professionnels ou bien à des chambres de commerce, ainsi qu'à toute personne morale publique ou privée, à titre de participation dans les dépenses relatives à l'apprentissage ou à l'enseignement technique, comprises dans l'énumération qui figure aux paragraphes précédents.

Art. 3. — Les déclarations et les demandes d'exonération sont signées, soit par l'assujetti lui-même, soit par un mandataire, en vertu d'une procuration, soit, s'il s'agit d'une société, par ses représentants légaux ou leur mandataire.

Art. 4. — Le préfet délivre récépissé de la déclaration et de la demande d'exonération.

Art. 5. — Tout assujetti qui cesse d'être soumis à la taxe comme se trouvant dans un des cas d'exception prévus par le paragraphe 5 de l'article 25 de la loi, doit en faire la déclaration au préfet avant le 1er mars de chaque année.

CHAPITRE II

Contrôle des déclarations et examen des demandes d'exonération.

Art. 6. — Le préfet, président du comité départemental, fait procéder au contrôle des déclarations qui lui sont parvenues avant l'expiration du délai fixé par l'article 1er du présent décret. — Il transmet aux préfets des départements intéressés les déclarations qui concernent des établissements situés dans d'autres départements. Ces déclarations sont retournées avant le 20 mai avec les propositions du préfet qui a procédé au contrôle.

Art. 7. — Lorsque l'instruction fait ressortir que la déclaration comporte des rectifications, le préfet en avise l'assujetti et lui impartit un délai de dix jours pour présenter, avec toutes justifications utiles, des observations écrites ou orales.

Art. 8. — Le préfet fait rechercher, en vue de la taxation d'office, les entreprises assujetties à la taxe, pour lesquelles il n'a pas été souscrit de déclaration.

Art. 9. — Le préfet soumet les demandes d'exonération qui lui sont parvenues dans le délai fixé à l'article 1er du présent décret au

comité départemental de l'enseignement technique. — Celui-ci examine le bien-fondé de la demande, tant au point de vue de la réalité de la dépense qu'à celui de l'utilisation qui lui a été donnée et il fixe le montant de l'exonération.

Art. 10. — Les assujettis devront, lorsque la demande leur en sera faite par le comité départemental, fournir la preuve des charges qu'ils ont déclaré supporter et produire toutes justifications nécessaires.

Art. 11. — En vue d'apprécier si, par leur caractère et leur utilisation, les dépenses dont il est fait état par le chef d'entreprise justifient une exonération, il sera procédé, sur la demande du comité départemental, à des enquêtes soit par des inspecteurs de l'enseignement technique, soit par des inspecteurs du travail ou des ingénieurs des mines, soit par des délégués désignés sur la proposition du comité départemental de l'enseignement technique par le Ministre chargé de l'enseignement technique. — Ces inspecteurs ou délégués vérifieront les conditions dans lesquelles l'apprentissage est réalisé à l'atelier; ils auront le droit de prendre connaissance sur place des livres ou feuilles de paye constatant les salaires ou traitements payés aux techniciens chargés de la formation des apprentis, ainsi qu'aux apprentis eux-mêmes. Ils auront la faculté de visiter les cours et écoles d'enseignement technique ainsi que les laboratoires, de demander communication des budgets des cours ou des écoles, de se rendre compte de l'utilisation des dépenses réellement effectuées.

Art. 12. — Lorsque le comité départemental contestera le bien-fondé de la demande d'exonération, il devra en aviser l'intéressé qui pourra, dans un délai de dix jours, demander à être entendu par lui ou à présenter, par écrit, des explications complémentaires.

Art. 13. — La décision par laquelle le comité départemental aura rejeté, soit totalement, soit partiellement, la demande d'exonération sera notifiée par le préfet à l'intéressé. Celui-ci pourra, conformément au paragraphe 12 de l'article 25 de la loi, faire appel, dans le délai de quinze jours de la notification, auprès de la commission permanente du conseil supérieur de l'enseignement technique. Il devra adresser un mémoire contenant tous moyens à l'appui de son pourvoi et indiquer s'il demande à être entendu par la commission. — La commission statuera, après avoir entendu, à la date fixée par elle, l'intéressé qui en aurait fait la demande. Ses décisions doivent être motivées. Elles sont notifiées par l'intermédiaire du préfet.

Art. 14. — Le préfet, président du comité départemental, pourra dans les mêmes conditions, faire appel des décisions du comité départemental statuant sur les demandes d'exonération.

Art. 15. — Le pourvoi formé devant la commission permanente du conseil supérieur n'est pas suspensif.

CHAPITRE III

Établissement des états matriciels.

Art. 16. — Le comité départemental de l'enseignement technique est convoqué obligatoirement chaque année, avant le 1er juin, en session extraordinaire, en vue de l'établissement des états matriciels. — Le comité départemental s'adjoindra pour cette session des représentants dûment qualifiés des professions intéressées. Le préfet appellera à cet effet des délégués, en nombre égal, des groupements professionnels patronaux et ouvriers ; s'il n'existe pas dans le département de groupements professionnels, il appellera des personnes désignées, d'une part, par les chambres de commerce, d'autre part, par les conseils de prud'hommes. Il devra également prendre l'avis des personnes qualifiées qui auront demandé à être entendues.

Art. 17. — Tous les renseignements et communications fournis au comité départemental sont confidentiels. Toutes les communications adressées par le comité aux contribuables doivent être transmises sous enveloppes fermées.

Art. 18. — Le comité départemental, après examen des renseignements fournis par le préfet, détermine la taxe due par chaque assujetti, et statue sur l'impôsition du double droit sur la partie omise dans le cas où la déclaration a été reconnue inexacte. Il opère ensuite la déduction de l'exonération qu'il a antérieurement fixée. — L'assujetti qui s'est abstenu de faire sa déclaration, ou de répondre à la demande d'éclaircissement du préfet est taxé d'office. — Les états matriciels ainsi établis sont adressés par le préfet au directeur des contributions directes chargé de la confection des rôles.

CHAPITRE II

DES GROUPEMENTS PROFESSIONNELS

Loi du 21 mars 1884, sur les syndicats professionnels (*Extrait du Livre III*).

Art. 1er. — Les syndicats professionnels, même de plus de vingt personnes exerçant la même profession, des métiers similaires ou des professions connexes concourant à l'établissement de produits déterminés pourront se constituer librement.

Art. 2. — Les syndicats professionnels ont exclusivement pour objet l'étude et la défense des intérêts économiques, industriels, commerciaux et agricoles.

Art. 3. — Les fondateurs de tout syndicat professionnel devront déposer les statuts et les noms de ceux qui, à un titre quelconque, seront chargés de l'administration ou de la direction. — Ce dépôt aura lieu à la mairie de la localité où le syndicat est établi et, à Paris, à la préfecture de la Seine. — Ce dépôt sera renouvelé à chaque changement de la direction ou des statuts. — Communication des statuts devra être donnée par le maire ou le préfet de la Seine au procureur de la République. — Les membres de tout syndicat professionnel chargés de l'administration ou de la direction de ce syndicat devront être Français et jouir de leurs droits civils. — Les femmes mariées exerçant une profession ou un métier peuvent, sans l'autorisation de leur mari, adhérer aux syndicats professionnels et participer à leur administration et à leur direction. — Les mineurs âgés de plus de seize ans peuvent adhérer aux syndicats, sauf opposition de leurs père, mère ou tuteur. Ils ne peuvent participer à l'administration ou à la direction. — Peuvent continuer à faire partie d'un syndicat professionnel les personnes qui auront quitté l'exercice de leur fonction ou de leur profession, si elles l'ont exercée au moins un an.

Art. 4. — Les syndicats professionnels jouissent de la personnalité civile. Ils ont le droit d'ester en justice et d'acquérir sans autorisation, à titre gratuit ou à titre onéreux, des biens meubles ou immeubles. — Ils peuvent, devant toutes les juridictions, exercer tous les droits réservés à la partie civile relativement aux faits portant un préjudice direct ou indirect à l'intérêt collectif de la profession qu'ils représentent. — Ils peuvent, en se conformant aux autres dispositions des lois en vigueur, constituer entre leurs membres des caisses spéciales de secours mutuels et de retraites. — Ils peuvent, en outre, affecter une partie de leurs ressources à la création d'habitations à bon marché et à l'acquisition de terrains pour jardins ouvriers, éducation physique et hygiène. — Ils peuvent librement créer et administrer des offices de renseignements pour les offres et les demandes de travail. — Ils peuvent créer, administrer ou subventionner des œuvres professionnelles telles que : institutions professionnelles de prévoyance, laboratoires, champs d'expériences, œuvres d'éducation scientifique, agricole ou sociale, cours et publications intéressant la profession. — Ils peuvent subventionner des sociétés coopératives de production ou de consommation. — Ils peuvent, s'ils y sont autorisés par leurs statuts et à condition de ne pas distribuer de bénéfices, même sous forme de ristourne, à leurs membres : 1° Acheter pour les louer, prêter ou répartir entre leurs membres tous les objets nécessaires à l'exercice de leur profession, matières premières, outils, instruments, machines, engrais, semences, plants, animaux et matières alimentaires pour le bétail ; — 2° Prêter leur entremise gratuite pour la vente des produits provenant exclusivement du travail personnel ou des exploitations des syndiqués, facili-

ter cette vente par expositions, annonces, publications, groupement de commandes et d'expéditions, sans pouvoir l'opérer sous leur nom et sous leur responsabilité. Ils peuvent passer des contrats ou conventions avec tous autres syndicats, sociétés ou entreprises. Tout contrat ou convention, visant les conditions collectives du travail, est passé dans les conditions déterminées par la loi du 25 mars 1919. — Les syndicats peuvent déposer, en remplissant les formalités prévues par l'article 2 de la loi du 23 juin 1857, modifiée par la loi du 3 mai 1890, leurs marques ou labels. Ils peuvent, dès lors, en revendiquer la propriété exclusive dans les conditions de ladite loi. — Ces marques ou labels peuvent être apposés sur tout produit ou objet de commerce pour en certifier l'origine et les conditions de fabrication. Ils peuvent être utilisés pour tous individus ou entreprises mettant en vente ces produits. — Les peines prévues par les articles 7 à 11 de la loi du 23 juin 1857, contre les auteurs de contrefaçons, apparition, imitation ou usage frauduleux des marques de commerce seront applicables, en matière de contrefaçons, opposition, imitation ou usages frauduleux des marques syndicales ou labels, l'article 163 du Code pénal pourra toujours être appliqué. — Ces syndicats peuvent être consultés sur tous les différends et toutes les questions se rattachant à leur spécialité. — Dans les affaires contentieuses, les avis du Syndicat seront tenus à la disposition des parties qui pourront en prendre communication et copie. — Il n'est dérogé, en aucune façon, aux dispositions des lois spéciales qui auraient accordé aux syndicats des droits non visés dans la présente loi. — Les immeubles et objets mobiliers nécessaires à leurs réunions, à leurs bibliothèques et à leurs cours d'institution professionnelle seront insaisissables. Il en sera de même des fonds de leurs caisses spéciales de secours mutuels et de retraites dans les limites déterminées par l'article 12 de la loi du 1er avril 1898 sur les sociétés de secours mutuels.

Art. 5. — Les syndicats professionnels régulièrement constitués d'après les prescriptions de la présente loi, peuvent librement se concerter pour l'étude et la défense de leurs intérêts économiques, industriels, commerciaux et agricoles. — Les dispositions des articles 3 et 4 sont applicables aux unions de Syndicats qui doivent, d'autre part, faire connaître dans les conditions prévues audit article 4, le nom et le siège social des syndicats qui les composent. — Les unions jouissent, en outre, de tous les droits conférés par l'article 5 aux syndicats professionnels. — Leurs statuts doivent déterminer les règles selon lesquelles les syndicats adhérents à l'union sont représentés dans le conseil d'administration et dans les assemblées générales.

Art. 6. — Tout membre d'un syndicat professionnel peut se retirer à tout instant de l'association, nonobstant toute clause contraire sans préjudice du droit pour le syndicat de réclamer la cotisation afférente aux six mois qui suivent le retrait de l'adhésion. — Toute

personne qui se retire d'un syndicat conserve le droit d'être membre des sociétés de secours mutuels et de retraite pour la vieillesse à l'actif desquelles elle a contribué par des cotisations ou versements de fonds. — En cas de dissolution volontaire, statutaire ou prononcée par justice, les biens de l'association sont dévolus conformément aux statuts, ou, à défaut de dispositions statutaires, suivant les règles déterminées par l'Assemblée générale. En aucun cas, ils ne peuvent être répartis entre les membres adhérents.

Art. 7. — Les infractions aux dispositions des articles 2, 3, 4, 5 et 6 de la présente loi seront poursuivies contre les directeurs ou administrateurs des syndicats et punies d'une amende de 16 à 200 francs. Les tribunaux pourront, en outre, à la diligence du procureur de la République, prononcer la dissolution du syndicat et la nullité des acquisitions d'immeubles faites en violation des dispositions de l'article 6. — En cas de fausses déclarations relatives aux statuts et aux noms et qualités des administrateurs ou directeurs, l'amende pourra être portée à 500 francs.

Art. 8. — La présente loi est applicable aux professions libérales. Une loi spéciale fixera le statut des fonctionnaires.

CHAPITRE III

DES CONFLITS DU TRAVAIL

Le nombre des grèves croît de plus en plus.

Il n'est pas facile de dégager avec certitude les causes de ces grèves, mais on peut dire, sans crainte d'être démenti, que c'est surtout pour maintenir ou améliorer leur situation que les ouvriers font grève.

En France, de nombreux arrangements directs aplanissent tous les jours les différends qui surgissent entre patrons et ouvriers.

Il semble que c'est dans la création d'organes d'arbitrage que gît la solution du problème et que de leur fonctionnement résultera avec la disparition d'un grand nombre de grèves celle des privations et des souffrances qui atteignent l'ouvrier gréviste et sa famille.

L'État n'intervient que lorsque le conflit est déclaré. Il serait plus efficace qu'il intervînt avant la grève en vue de provoquer le rapprochement des adversaires et de trouver un terrain d'entente. C'est l'œuvre des tribunaux d'arbitrage et de conciliation.

La loi du 27 décembre 1892 sur la conciliation et l'arbitrage et la loi du 17 juillet 1908 sur les Conseils consultatifs du travail sont peu appliquées. Divers projets de loi ont été déposés sur le bureau du Parlement pour rendre la conciliation obligatoire.

CHAPITRE IV

DE LA PRÉVOYANCE SOCIALE

A. — Accidents du travail

Loi du 5 avril 1898 concernant les responsabilités des accidents dont les ouvriers sont victimes dans leur travail. (*Modifiée par la loi du 22 mars 1902 et par la loi du 31 mars 1905.*)

Titre I. — *Indemnités en cas d'accidents.* — Art. 1er. — Les accidents survenus par le fait du travail, ou à l'occasion du travail, aux ouvriers et employés occupés dans l'industrie du bâtiment, les usines, manufactures, chantiers, les entreprises de transports par terre et par eau, de chargement ou de déchargement, les magasins publics, mines, minières, carrières et, en outre, dans toute exploitation ou partie d'exploitation dans laquelle sont fabriquées ou mise en œuvre des matières explosibles, ou dans laquelle il est fait usage d'une machine mue par une force autre que celle de l'homme ou des animaux, donnent droit, au profit de la victime ou de ses représentants, à une indemnité à la charge du chef d'entreprise, à la condition que l'interruption de travail ait duré plus de quatre jours. — Les ouvriers qui travaillent seuls d'ordinaire ne pourront être assujettis à la présente loi par le fait de la collaboration accidentelle d'un ou de plusieurs de leurs camarades.

Art. 2 (*texte nouveau*). — Les ouvriers et employés désignés à l'article précédent ne peuvent se prévaloir, à raison des accidents dont ils sont victimes dans leur travail, d'aucunes dispositions autres que celles de la présente loi. — Ceux dont le salaire annuel dépasse deux mille quatre cents francs (2.400 francs) ne bénéficient de ces dispositions que jusqu'à concurrence de cette somme. Pour le surplus, ils n'ont droit qu'au quart des rentes stipulées à l'article 3, à moins de conventions contraires élevant le chiffre de la quotité.

Art. 3 (*texte nouveau*). — Dans les cas prévus à l'article premier, l'ouvrier ou employé a droit : pour l'incapacité absolue et permanente, à une rente égale aux deux tiers de son salaire annuel ; — pour l'incapacité partielle et permanente, à une rente égale à la moitié de la réduction que l'accident aura fait subir au salaire ; — pour l'incapacité temporaire, si l'incapacité de travail a duré plus de quatre jours, à une indemnité journalière, sans distinction entre les jours ouvrables et les dimanches et jours fériés, égale à la moitié du salaire touché au moment de l'accident, à moins que le salaire ne soit variable ; dans ce dernier cas, l'indemnité journalière est égale à la moitié du salaire moyen des journées de travail pendant le mois qui a précédé l'acci-

dent. L'indemnité est due à partir du cinquième jour après celui de l'accident ; toutefois elle est due à partir du premier jour si l'incapacité de travail a duré plus de dix jours. L'indemnité journalière est payable aux époques et lieux de paye usités dans l'entreprise, sans que l'intervalle puisse excéder seize jours. — Lorsque l'accident est suivi de mort, une pension est servie aux personnes ci-après désignées, à partir du décès, dans les conditions suivantes : *a*) Une rente viagère égale à 20 0/0 du salaire annuel de la victime pour le conjoint survivant non divorcé ou séparé de corps, à la condition que le mariage ait été contracté antérieurement à l'accident. — En cas de nouveau mariage, le conjoint cesse d'avoir droit à la rente mentionnée ci-dessus ; il lui sera alloué, dans ce cas, le triple de cette rente à titre d'indemnité totale. — *b*) Pour les enfants, légitimes ou naturels, reconnus avant l'accident, orphelins de père ou de mère, âgés de moins de seize ans, une rente calculée sur le salaire annuel de la victime à raison de 15 0/0 de ce salaire s'il n'y a qu'un enfant, de 25 0/0 s'il y en a deux, de 35 0/0 s'il y en a trois et de 40 0/0 s'il y en a quatre ou un plus grand nombre. — Pour les enfants, orphelins de père et de mère, la rente est portée pour chacun d'eux à 20 0/0 du salaire. — L'ensemble de ces rentes ne peut, dans le premier cas, dépasser 40 0/0 du salaire, ni 60 0/0 dans le second. — *c*) Si la victime n'a ni conjoint ni enfant dans les termes des paragraphes *a* et *b*, chacun des ascendants et descendants qui étaient à sa charge recevra une rente viagère pour les ascendants et payable jusqu'à seize ans pour les descendants. Cette rente sera égale à 10 0/0 du salaire annuel de la victime, sans que le montant total des rentes ainsi allouées puisse dépasser 30 0/0. — Chacune des rentes prévues par le paragraphe *c* est, le cas échéant, réduite proportionnellement. — Les rentes constituées en vertu de la présente loi sont payables à la résidence du titulaire, ou au chef-lieu de canton de cette résidence, et, si elles sont servies par la Caisse nationale des retraites, chez le préposé de cet établissement désigné par le titulaire. — Elles sont payables par trimestre et à terme échu ; toutefois le tribunal peut ordonner le paiement d'avance de la moitié du premier arrérage. — Ces rentes sont incessibles et insaisissables. — Les ouvriers étrangers, victimes d'accidents, qui cesseraient de résider sur le territoire français, recevront, pour toute indemnité, un capital égal à trois fois la rente qui leur avait été allouée. — Il en sera de même pour leurs ayants droit étrangers cessant de résider sur le territoire français, sans que toutefois le capital puisse alors dépasser la valeur actuelle de la rente d'après le tarif visé à l'article 28. — Les représentants étrangers d'un ouvrier étranger ne recevront aucune indemnité si, au moment de l'accident, ils ne résidaient pas sur le territoire français. — Les dispositions des trois alinéas précédents pourront, toutefois, être modifiées par traités dans la limite des indemnités prévues au présent article, pour les étrangers

dont les pays d'origine garantiraient à nos nationaux des avantages équivalents.

Art. 4. — Le chef d'entreprise supporte, en outre, les frais médicaux et pharmaceutiques et les frais funéraires. Ces derniers sont évalués à la somme de 100 francs au maximum. — La victime peut toujours faire choix elle-même de son médecin et de son pharmacien. Dans ce cas, le chef d'entreprise ne peut être tenu des frais médicaux et pharmaceutiques que jusqu'à concurrence de la somme fixée par le juge de paix du canton où est survenu l'accident, conformément à un tarif qui sera établi par arrêt du ministre du Commerce, après avis d'une commission spéciale comprenant des représentants de syndicats de médecins et de pharmaciens, de syndicats professionnels ouvriers et patronaux, de sociétés d'assurances contre les accidents du travail et de syndicats de garantie, et qui ne pourra être modifié qu'à intervalles de deux ans. — Le chef d'entreprise est seul tenu dans tous les cas, en outre des obligations contenues en l'article 3, des frais d'hospitalisation qui, tout compris, ne pourront dépasser le tarif établi pour l'application de l'article 24 de la loi du 15 juillet 1898 majoré de 50 0/0, ni excéder jamais quatre francs par jour pour Paris ou trois francs cinquante centimes partout ailleurs. — Les médecins et pharmaciens ou les établissements hospitaliers peuvent actionner directement le chef d'entreprise. — Au cours du traitement, le chef d'entreprise pourra désigner au juge de paix un médecin chargé de le renseigner sur l'état de la victime. Cette désignation, dûment visée par le juge de paix, donnera audit médecin accès hebdomadaire auprès de la victime en présence du médecin traitant, prévenu deux jours à l'avance par lettre recommandée. — Faute par la victime de se prêter à cette visite, le paiement de l'indemnité journalière sera suspendu par décision du juge de paix, qui convoquera la victime par une simple lettre recommandée. — Si le médecin certifie que la victime est en état de reprendre son travail et que celle-ci le conteste, le chef d'entreprise peut, lorsqu'il s'agit d'une incapacité temporaire, requérir du juge de paix une expertise médicale qui devra avoir lieu dans les cinq jours.

Art. 5. — Les chefs d'entreprise peuvent se décharger pendant les trente, soixante ou quatre-vingt-dix premiers jours, à partir de l'accident, de l'obligation de payer aux victimes les frais de maladie et l'indemnité temporaire, ou une partie seulement de cette indemnité, comme il est spécifié ci-après, s'ils justifient : 1° qu'ils ont affilié leurs ouvriers à des sociétés de secours mutuels et pris à leur charge une quote-part de la cotisation qui aura été déterminée d'un commun accord et en se conformant aux statuts-types approuvés par le ministre compétent, mais qui ne devra pas être inférieure au tiers de cette cotisation ; — 2° que ces sociétés assurent à leurs membres, en cas de blessures, pendant trente, soixante ou quatre-vingt-dix jours, les soins médicaux et pharmaceutiques et une indemnité journalière. — Si

l'indemnité journalière servie par la Société est inférieure à la moitié du salaire quotidien de la victime, le chef d'entreprise est tenu de lui verser la différence.

Art. 6. — Les exploitants de mines, minières et carrières peuvent se décharger des frais et indemnités mentionnés à l'article précédent moyennant une subvention annuelle versée aux caisses ou sociétés de secours constituées dans ces entreprises, en vertu de la loi du 29 juin 1894. — Le montant et les conditions de cette subvention devront être acceptés par la société et approuvés par le ministre des Travaux publics. — Ces deux dispositions seront applicables à tous autres chefs d'industrie qui auront créé en faveur de leurs ouvriers des caisses particulières de secours en conformité du titre III de la loi du 29 juin 1894. L'approbation prévue ci-dessus sera, en ce qui les concerne, donnée par le ministre du Commerce et de l'Industrie.

Art. 7 (*texte nouveau*). — Indépendamment de l'action résultant de la présente loi, la victime ou ses représentants conservent, contre les auteurs de l'accident, autres que le patron ou ses ouvriers et préposés, le droit de réclamer la réparation du préjudice causé, conformément aux règles du droit commun. — L'indemnité qui leur sera allouée exonérera à due concurrence le chef de l'entreprise des obligations mises à sa charge. Dans le cas où l'accident a entraîné une incapacité permanente ou la mort, cette indemnité devra être attribuée sous forme de rentes servies par la Caisse nationale des retraites. — En outre de cette allocation sous forme de rente, le tiers reconnu responsable pourra être condamné, soit envers la victime, soit envers le chef de l'entreprise, si celui-ci intervient dans l'instance, au paiement des autres indemnités et frais prévus aux articles 3 et 4 ci-dessus. — Cette action contre les tiers responsables pourra même être exercée par le chef d'entreprise, à ses risques et périls, aux lieu et place de la victime ou de ses ayants droit, si ceux-ci négligent d'en faire usage.

Art. 8. — Le salaire qui servira de base à la fixation de l'indemnité allouée à l'ouvrier, âgé de moins de seize ans, ou à l'apprenti victime d'un accident, ne sera pas inférieur au salaire le plus bas des ouvriers valides de la même catégorie occupés dans l'entreprise. — Toutefois, dans le cas d'incapacité temporaire, l'indemnité de l'ouvrier âgé de moins de seize ans ne pourra pas dépasser le montant de son salaire.

Art. 9. — Lors du règlement définitif de la rente viagère, après le délai de révision prévu à l'article 19, la victime peut demander que le quart au plus du capital nécessaire à l'établissement de cette rente, calculé d'après les tarifs dressés pour les victimes d'accidents par la Caisse des retraites pour la vieillesse, lui soit attribué en espèces. — Elle peut aussi demander que ce capital, ou ce capital réduit du quart au plus, comme il vient d'être dit, serve à constituer sur sa tête une rente viagère réversible, pour moitié au plus, sur la tête de son conjoint. Dans ce cas, la rente viagère sera diminuée de façon qu'il

ne résulte de la réversibilité aucune augmentation de charges pour le chef d'entreprise. — Le tribunal, en chambre du conseil, statuera sur ces demandes.

Art. 10 (*texte nouveau*). — Le salaire servant de base à la fixation des rentes s'entend, pour l'ouvrier occupé dans l'entreprise, pendant les douze mois avant l'accident, de la rémunération effective qui lui a été allouée pendant ce temps, soit en argent, soit en nature. — Pour les ouvriers occupés pendant moins de douze mois avant l'accident, il doit s'entendre de la rémunération effective qu'ils ont reçue depuis leur entrée dans l'entreprise, augmentée de la rémunération qu'ils auraient pu recevoir pendant la période de travail nécessaire pour compléter les douze mois, d'après la rémunération moyenne des ouvriers de la même catégorie pendant ladite période. — Si le travail n'est pas continu, le salaire annuel est calculé, tant d'après la rémunération reçue pendant la période d'activité que d'après le gain de l'ouvrier pendant le reste de l'année. — Si, pendant les périodes visées aux alinéas précédents, l'ouvrier a chômé exceptionnellement et pour des causes indépendantes de sa volonté, il est fait état du salaire moyen qui eût correspondu à ces chômages.

Titre II. — *Déclaration des accidents et enquêtes.* — Art. 11 (*texte nouveau*). — Tout accident ayant occasionné une incapacité de travail doit être déclaré dans les quarante-huit heures, non compris les dimanches et jours fériés, par le chef d'entreprise ou ses préposés, au maire de la commune qui en dresse procès-verbal et en délivre immédiatement un récépissé. — La déclaration et le procès-verbal doivent indiquer, dans la forme réglée par décret, les nom, qualité et adresse du chef d'entreprise, le lieu précis, l'heure et la nature de l'accident, les circonstances dans lesquelles il s'est produit, la nature des blessures, les noms et adresses des témoins. — Dans les quatre jours qui suivent l'accident, si la victime n'a pas repris son travail, le chef d'entreprise doit déposer à la mairie qui lui en délivre immédiatement récépissé, un certificat de médecin indiquant l'état de la victime, les suites probables de l'accident, et l'époque à laquelle il sera possible d'en connaître le résultat définitif. — La déclaration d'accident pourra être faite dans les mêmes conditions par la victime ou ses représentants jusqu'à l'expiration de l'année qui suit l'accident. — Avis de l'accident, dans les formes réglées par décret, est donné immédiatement par le maire à l'inspecteur départemental du travail ou à l'ingénieur ordinaire des mines chargé de la surveillance de l'entreprise. — L'article 15 de la loi du 2 nov. 1892 et l'article 11 de la loi du 12 juin 1893 cessent d'être applicables dans les cas visés par la présente loi.

Art. 12 (*texte nouveau*). — Dans les vingt-quatre heures qui suivent le dépôt du certificat, et au plus tard dans les cinq jours qui suivent la déclaration de l'accident, le maire transmet au juge de paix du canton où l'accident s'est produit la déclaration et soit le certificat

médical, soit l'attestation qu'il n'a pas été produit de certificat. — Lorsque, d'après le certificat médical, produit en exécution du paragraphe précédent ou transmis ultérieurement par la victime à la justice de paix, la blessure paraît devoir entraîner la mort ou une incapacité permanente, absolue ou partielle de travail, ou lorsque la victime est décédée, le juge de paix, dans les vingt-quatre heures, procède à une enquête à l'effet de rechercher : 1° La cause, la nature et les circonstances de l'accident ; — 2° Les personnes victimes et le lieu où elles se trouvent, le lieu et la date de leur naissance ; — 3° La nature des lésions ; — 4° Les ayants droit pouvant, le cas échéant, prétendre à une indemnité, le lieu et la date de leur naissance ; — 5° Le salaire quotidien et le salaire annuel des victimes ; — 6° La société d'assurance à laquelle le chef d'entreprise était assuré, ou le syndicat de garantie auquel il était affilié. — Les allocations tarifées par le juge de paix et son greffier, en exécution de l'article 29 de la présente loi et de l'article 31 de la loi de finances du 13 avril 1900, seront avancées par le Trésor.

Art. 13. — L'enquête a lieu contradictoirement dans les formes prescrites par les articles 35, 36, 37, 38 et 39 du Code de procédure civile, en présence des parties intéressées ou celles-ci convoquées d'urgence par lettre recommandée. — Le juge de paix doit se transporter auprès de la victime de l'accident qui se trouve dans l'impossibilité d'assister à l'enquête. — Lorsque le certificat médical ne lui paraîtra pas suffisant, le juge de paix pourra désigner un médecin pour examiner le blessé. — Il peut aussi commettre un expert pour l'assister dans l'enquête. — Il n'y a pas lieu, toutefois, à nomination d'expert dans les entreprises administrativement surveillées ni dans celles de l'État placées sous le contrôle d'un service distinct du service de gestion, ni dans les établissements nationaux où s'effectuent des travaux que la sécurité publique oblige à tenir secrets. Dans ces divers cas, les fonctionnaires chargés de la surveillance ou du contrôle de ces établissements ou entreprises, et, en ce qui concerne les exploitations minières, les délégués à la sécurité des ouvriers mineurs, transmettent au juge de paix, pour être joint au procès-verbal d'enquête, un exemplaire de leur rapport. — Sauf les cas d'impossibilité matérielle dûment constatés dans le procès-verbal, l'enquête doit être close dans le plus bref délai et, au plus tard, dans les dix jours à partir de l'accident. Le juge de paix avertit, par lettre recommandée, les parties de la clôture de l'enquête et du dépôt de la minute au greffe, où elles pourront, pendant un délai de cinq jours, en prendre connaissance et s'en faire délivrer une expédition, affranchie du timbre et de l'enregistrement. A l'expiration de ce délai de cinq jours, le dossier de l'enquête est transmis au président du tribunal civil de l'arrondissement.

Art. 14. — Sont punis d'une amende de un à quinze francs (1 à 15 francs) les chefs d'industrie ou leurs préposés qui auront contre-

venu aux dispositions de l'article 11. — En cas de récidive dans l'année, l'amende peut être élevée de seize à trois cents francs (16 à 300 francs). — L'article 463 du Code pénal est applicable aux contraventions prévues par le présent article.

TITRE III. — *Compétence. — Juridictions. — Procédure. — Revision.* — ART. 15 (*texte nouveau*). — Sont jugées en dernier ressort par le juge de paix du canton où l'accident s'est produit, à quelque chiffre que la demande puisse s'élever et dans les quinze jours de la demande, les contestations relatives, tant aux frais funéraires qu'aux indemnités temporaires. — Les indemnités temporaires sont dues jusqu'au jour du décès ou jusqu'à la consolidation de la blessure, c'est-à-dire jusqu'au jour où la victime se trouve, soit complètement guérie, soit définitivement atteinte d'une incapacité permanente ; elles continuent, dans ce dernier cas, à être servies jusqu'à décision définitive prévue à l'article suivant, sous réserve des dispositions du quatrième alinéa dudit article. — Si l'une des parties soutient, avec un certificat médical à l'appui, que l'incapacité est permanente, le juge de paix doit se déclarer incompétent par une décision dont il transmet, dans les trois jours, expédition au président du tribunal civil. Il fixe en même temps, s'il ne l'a fait antérieurement, l'indemnité journalière. — Le juge de paix connaît des demandes relatives au paiement des frais médicaux et pharmaceutiques jusqu'à trois cents francs en dernier ressort et à quelque chiffre que ces demandes s'élèvent, à charge d'appel dans la quinzaine de la décision. — Les décisions du juge de paix relatives à l'indemnité journalière sont exécutoires nonobstant opposition. Ces décisions sont susceptibles de recours en cassation pour violation de la loi. — Lorsque l'accident s'est produit en territoire étranger, le juge de paix compétent, dans les termes de l'article 12 et du présent article, est celui du canton où est situé l'établissement ou le dépôt auquel est attachée la victime. — Lorsque l'accident s'est produit en territoire français, hors du canton où est situé l'établissement ou le dépôt auquel est attachée la victime, le juge de paix de ce dernier canton devient exceptionnellement compétent, à la requête de la victime ou de ses ayants droit adressée, sous forme de lettre recommandée, au juge de paix du canton où l'accident s'est produit, avant qu'il n'ait été saisi dans les termes du présent article ou bien qu'il n'ait clos l'enquête prévue à l'article 13. Un récépissé est immédiatement envoyé au requérant par le greffe, qui avise, en même temps que le chef d'entreprise, le juge de paix devenu compétent et, s'il y a lieu, transmet à ce dernier le dossier de l'enquête dès sa clôture, en avertissant les parties, conformément à l'article 13. — Si, après transmission du dossier de l'enquête au président du tribunal du lieu de l'accident, et avant convocation des parties, la victime ou ses ayants droit justifient qu'ils n'ont pu, avant la clôture de l'enquête, user de la faculté prévue à l'alinéa

précédent, le président peut, les parties entendues, se dessaisir du dossier et le transmettre au président du tribunal de l'arrondissement où est situé l'établissement ou le dépôt auquel est attachée la victime.

Art. 16 (*texte nouveau*). — En ce qui touche les autres indemnités prévues par la présente loi, le président du tribunal de l'arrondissement, dans les cinq jours de la transmission du dossier, si la victime est décédée avant la clôture de l'enquête, ou, dans le cas contraire, dans les cinq jours de la production par la partie la plus diligente, soit de l'acte de décès, soit d'un accord écrit des parties reconnaissant le caractère permanent de l'incapacité, ou bien de la réception de la décision du juge de paix visée au troisième alinéa de l'article précédent, ou enfin, s'il n'a été saisi d'aucune de ces pièces, dans les cinq jours précédant l'expiration du délai de prescription prévu à l'article 18, lorsque la date de cette expiration lui est connue, convoque la victime ou ses ayants droit, le chef d'entreprise, qui peut se faire représenter et, s'il y a assurance, l'assureur. Il peut, du consentement des parties, commettre un expert dont le rapport doit être déposé dans le délai de huitaine. — En cas d'accord entre les parties, conforme aux prescriptions de la présente loi, l'indemnité est définitivement fixée par l'ordonnance du président qui en donne acte en indiquant, sous peine de nullité, le salaire de base et la réduction que l'accident aura fait subir au salaire. — En cas de désaccord, les parties sont renvoyées à se pourvoir devant le tribunal, qui est saisi par la partie la plus diligente et statue comme en matière sommaire, conformément au titre XXIV du livre II du Code de procédure civile. Son jugement est exécutoire par provision. — En ce cas, le président, par son ordonnance de renvoi et sans appel, peut substituer à l'indemnité journalière une provision inférieure au demi-salaire ou, dans la même limite, allouer une provision aux ayants droit. Ces provisions peuvent être allouées ou modifiées en cours d'instance par voie de référé sans appel. Elles sont incessibles ou insaisissables et payables dans les mêmes conditions que l'indemnité journalière. — Les arrérages des rentes courent à partir du jour du décès ou de la consolidation de la blessure, sans se cumuler avec l'indemnité journalière ou la provision. — Dans le cas où le montant de l'indemnité ou de la provision excède les arrérages dus jusqu'à la date de la fixation de la rente, le tribunal peut ordonner que le surplus sera précompté sur les arrérages ultérieurs dans la proportion qu'il détermine. — S'il y a assurance, l'ordonnance du président ou le jugement fixant la rente allouée spécifie que l'assureur est substitué au chef d'entreprise dans les termes du titre IV, de façon à supprimer tout recours de la victime contre ledit chef d'entreprise.

Art. 17 (*texte nouveau*). — Les jugements rendus en vertu de la présente loi sont susceptibles d'appel selon les règles du droit commun. Toutefois, l'appel sous réserve des dispositions de l'article 449 du

Code de procédure civile, devra être interjeté dans les trente jours de la date du jugement s'il est contradictoire, et, s'il est par défaut, dans la quinzaine à partir du jour où l'opposition ne sera plus recevable. — L'opposition ne sera plus recevable en cas de jugement par défaut contre partie, lorsque le jugement aura été signifié à personne, passé le délai de quinze jours à partir de cette signification. — La Cour statuera d'urgence dans le mois de l'acte d'appel. Les parties pourront se pourvoir en cassation. — Toutes les fois qu'une expertise médicale sera ordonnée, soit par le juge de paix, soit par le tribunal ou par la Cour d'appel, l'expert ne pourra être le médecin qui a soigné le blessé, ni un médecin attaché à l'entreprise ou à la société d'assurance à laquelle le chef d'entreprise est affilié.

Art. 18 (*texte nouveau*). — L'action en indemnité prévue par la présente loi se prescrit par un an à dater du jour de l'accident ou de la clôture de l'enquête du juge de paix, ou de la cessation du paiement de l'indemnité temporaire. — L'article 55 de la loi du 10 août 1871 et l'article 124 de la loi du 5 avril 1884 ne sont pas applicables aux instances suivies contre les départements ou les communes, en exécution de la présente loi.

Art. 19 (*texte nouveau*). — La demande en revision de l'indemnité, fondée sur une aggravation ou une atténuation de l'infirmité de la victime, ou son décès par suite des conséquences de l'accident, est ouverte pendant trois ans à compter, soit de la date à laquelle cesse d'être due l'indemnité journalière, s'il n'y a point eu attribution de rente, soit de l'accord intervenu entre les parties ou de la décision judiciaire passée en force de chose jugée, même si la pension a été remplacée par un capital en conformité de l'article 21. — Dans tous les cas, sont applicables à la revision les conditions de compétence et de procédure fixées par les article 16, 17 et 22. Le président du tribunal est saisi par voie de simple déclaration au greffe. — S'il y a accord entre les parties, conforme aux prescriptions de la présente loi, le chiffre de la rente revisée est fixé par ordonnance du président, qui donne acte de cet accord en spécifiant, sous peine de nullité, l'aggravation ou l'atténuation de l'infirmité. — En cas de désaccord, l'affaire est renvoyée devant le tribunal, qui est saisi par la partie la plus diligente et qui statue comme en matière sommaire et ainsi qu'il est dit à l'article 16. — Au cours des trois années pendant lesquelles peut s'exercer l'action en revision, le chef d'entreprise pourra désigner au président du tribunal un médecin chargé de le renseigner sur l'état de la victime. — Cette désignation, dûment visée par le président, donnera audit médecin accès trimestriel auprès de la victime. Faute par la victime de se prêter à cette visite, tout paiement d'arrérages sera suspendu par décision du président qui convoquera la victime par simple lettre recommandée. — Les demandes prévues à l'art. 9 doivent être portées devant le tribunal au plus tard dans

le mois qui suit l'expiration du délai imparti pour l'action en revision.

Art. 20 (*texte nouveau*). — Aucune des indemnités déterminées par la présente loi ne peut être attribuée à la victime qui a intentionnellement provoqué l'accident. — Le tribunal a le droit, s'il est prouvé que l'accident est dû à une faute inexcusable de l'ouvrier, de diminuer la pension fixée au titre premier. — Lorsqu'il est prouvé que l'accident est dû à la faute inexcusable du patron ou de ceux qu'il s'est substitués dons la direction, l'indemnité pourra être majorée, mais sans que la rente ou le total des rentes allouées puisse dépasser soit la réduction, soit le montant du salaire annuel. — En cas de poursuites criminelles, les pièces de procédure seront communiquées à la victime ou à ses ayants droit. — Le même droit appartiendra au patron ou à ses ayants droit.

Art. 21 (*texte nouveau*). — Les parties peuvent toujours, après détermination du chiffre de l'indemnité due à la victime de l'accident, décider que le service de la pension sera suspendu et remplacé tant que l'accord subsistera, par toute autre mode de réparation. — En dehors des cas prévus à l'article 3, la pension ne pourra être remplacée par le paiement d'un capital que si elle n'est pas supérieure à cent francs et si le titulaire est majeur. Ce rachat ne pourra être effectué que d'après le tarif spécifié à l'article 28.

Art. 22 (*texte nouveau*). — Le bénéfice de l'assistance judiciaire est accordé de plein droit, sur le visa du procureur de la République, à la victime de l'accident ou à ses ayants droit devant le président du tribunal civil et devant le tribunal. — Le procureur de la République procède comme il est prescrit à l'article 13 (paragraphe 2 et suivants) de la loi du 22 janvier 1851, modifiée par la loi du 10 juillet 1901. — Le bénéfice de l'assistance judiciaire s'applique de plein droit à l'acte d'appel. Le premier président de la cour, sur la demande qui lui sera adressée à cet effet, désignera l'avoué près la cour dont la constitution figurera dans l'acte d'appel, et commettra un huissier pour le signifier. — Si la victime de l'accident se pourvoit devant le bureau d'assistance judiciaire pour en obtenir le bénéfice en vue de toute la procédure d'appel, elle sera dispensée de fournir les pièces justificatives de son indigence. — Le bénéfice de l'assistance judiciaire s'étend de plein droit aux instances devant le juge de paix, à tous les actes d'exécution mobilière et immobilière et à toute contestation incidente à l'exécution des décisions judiciaires. — L'assisté devra faire déterminer par le bureau d'assistance judiciaire de son domicile la nature des actes et procédure d'exécution auxquels l'assistance s'appliquera.

Titre IV. — *Garanties*. — Art. 23. — La créance de la victime de l'accident ou de ses ayants droit relative aux frais médicaux, pharmaceutiques et funéraires, ainsi qu'aux indemnités allouées à la suite de l'incapacité temporaire de travail, est garantie par le privilège de

l'article 2101 du Code civil et y sera inscrite sous le n° 6. — Le paiement des indemnités pour incapacité permanente de travail ou accident suivi de mort est garanti conformément aux dispositions des articles suivants.

Art. 24. — A défaut, soit par les chefs d'entreprise débiteurs, soit par les Sociétés d'assurances à primes fixes ou mutuelles, ou les Syndicats de garantie liant solidairement tous leurs adhérents, de s'acquitter, au moment de leur exigibilité, des indemnités mises à leur charge à la suite d'accident ayant entraîné la mort ou une incapacité permanente de travail, le paiement en sera assuré aux intéressés par les soins de la Caisse nationale des retraites pour la vieillesse, au moyen d'un fonds spécial de garantie constitué comme il va être dit, et dont la gestion sera confiée à ladite Caisse.

Art. 25. — Le fonds de garantie institué par l'article 24 de la loi du 9 avril 1924 ainsi que le fonds spécial de prévoyance dit des blessés de la guerre seront alimentés par le produit des taxes ci-après : 1° Une contribution des exploitants assurés perçue sur toutes les primes d'assurance acquittées au titre de la législation des accidents du travail. Cette contribution sera recouvrée en même temps que les primes par les organismes d'assurances et de la caisse nationale d'assurances et versée au fonds de garantie ou au fonds spécial de prévoyance ; — 2° Une contribution des exploitants non assurés, autres que l'État employeur, perçue sur les capitaux constitutifs des rentes mises à leur charge. Cette contribution sera liquidée lors de l'enregistrement des ordonnances, jugements et arrêts allouant lesdites rentes et recouvrée comme en matière d'assistance judiciaire, pour le compte du fonds de garantie et du fonds spécial de prévoyance dit « des blessés de la guerre », par l'administration de l'enregistrement; le capital constitutif sera déterminé, pour la perception de la contribution, d'après un barème et dans les conditions fixées par un règlement d'administration publique. — Un règlement d'administration publique déterminera les conditions dans lesquelles seront effectués les versements des sociétés d'assurances, des syndicats de garantie et de la caisse nationale d'assurances en cas d'accidents, ainsi que toutes les mesures nécessaires pour assurer l'exécution du présent article. — Toute contravention aux prescriptions de ce règlement sera punie d'une amende de cent à mille francs (100 à 1.000 francs). — Les ordonnances, jugements et arrêts allouant des rentes, en exécution de la loi précitée du 9 avril 1898 et de celle du 25 septembre 1919, devront indiquer si le chef d'entreprise est ou non assuré. — Les organismes d'assurances devront, en outre, acquitter pour la constitution du fonds spécial de prévoyance une contribution fixée suivant les modalités prévues à l'article 27, dernier alinéa, de la loi du 9 avril 1898, modifié par l'article 53 de la loi de finances du 31 juillet 1920 ; elle devra rester exclusivement à leur charge. — La quotité des taxes prévues à l'article 1er sera modifiée chaque

année, par décret, dans les conditions fixées par la loi du 29 mai 1909, sauf pour les deux premières années d'application de la présente loi. Pour ces deux années, le montant des contributions sera de 2 0/0, sur les primes d'assurances et de 4 0/00 sur les capitaux constitutifs, en ce qui concerne le « fonds spécial de prévoyance ». — Pour les deux années visées à l'alinéa précédent, la contribution des organismes d'assurances au fonds spécial de prévoyance est fixée à un vingtième des taxes établies par l'arrêté du ministre du Travail déterminant les frais de contrôle et de surveillance desdits organismes pour l'année 1920.

Art. 26. — La Caisse nationale des retraites exercera un recours contre les chefs d'entreprise débiteurs, pour le compte desquels des sommes auront été payées par elle, conformément aux dispositions qui précèdent. — En cas d'assurance du chef d'entreprise, elle jouira, pour le remboursement de ses avances, du privilège de l'article 2102 du Code civil sur l'indemnité due par l'assureur et n'aura plus de recours contre le chef d'entreprise.— Un règlement d'administration publique déterminera les conditions d'organisation et de fonctionnement du service conféré par les dispositions précédentes à la Caisse nationale des retraites et, notamment, les formes du recours à exercer contre les chefs d'entreprise débiteurs ou les sociétés d'assurances et les syndicats de garantie, ainsi que les conditions dans lesquelles les victimes d'accidents ou leurs ayants droit seront admis à réclamer à la Caisse le paiement de leurs indemnités.—Les décisions judiciaires n'emporteront hypothèque que si elles sont rendues au profit de la Caisse des retraites exerçant son recours contre les chefs d'entreprise ou les compagnies d'assurances.

Art. 27 (*texte nouveau*). — Les compagnies d'assurances mutuelles ou à primes fixes contre les accidents, françaises ou étrangères, sont soumises à la surveillance et au contrôle de l'État et astreintes à constituer des réserves ou cautionnements dans les conditions déterminées par un règlement d'administration publique. — Le montant des réserves mathématiques et des cautionnements sera affecté par privilège au paiement des pensions et indemnités. — Les syndicats de garantie seront soumis à la même surveillance, et un règlement d'administration publique déterminera les conditions de leur création et de leur fonctionnement. A toute époque, un arrêté du ministre du Commerce peut mettre fin aux opérations de l'assureur qui ne remplit pas les conditions prévues par la présente loi ou dont la situation financière ne donne pas des garanties suffisantes pour lui permettre de remplir ses engagements. Cet arrêté est pris après avis conforme du comité consultatif des assurances contre les accidents du travail, l'assureur ayant été mis en demeure de fournir ses observations par écrit dans un délai de quinzaine. Le comité doit émettre son avis dans la quinzaine suivante. — Le dixième jour, à midi à compter de la publication de l'arrêté au *Journal officiel*, tous les con-

trats contre les risques régis par la présente loi cessent de plein droit d'avoir effet, les primes restant à payer ou les primes payées d'avance n'étant acquises à l'assureur qu'en proportion de la période d'assurance réalisée, sauf stipulation contraire dans les polices.— Le Comité consultatif des assurances contre les accidents du travail est composé de vingt-quatre membres, savoir : deux sénateurs et trois députés élus par leurs collègues ; le directeur de l'assurance et de la prévoyance sociales ; le directeur du travail ; le directeur général de la Caisse des dépôts et consignations ; trois membres agrégés de l'Institut des actuaires français ; le président du Tribunal de commerce de la Seine ou un président de section délégué par lui ; le président de la Chambre de commerce de Paris ou un membre délégué par lui ; deux ouvriers membres du Conseil supérieur du travail ; un professeur de la Faculté de droit de Paris ; deux directeurs ou administrateurs de Sociétés mutuelles d'assurances contre les accidents du travail ou Syndicats de garantie ; deux directeurs ou administrateurs de Sociétés anonymes ou en commandite d'assurances contre les accidents du travail ; quatre personnes spécialement compétentes en matière d'assurances contre les accidents du travail. Un décret détermine le mode de nomination et de renouvellement des membres ainsi que la désignation du président, du vice-président et du secrétaire. — Les frais de toute nature résultant de la surveillance et du contrôle seront couverts au moyen de contributions proportionnelles au montant des réserves ou cautionnements et fixés annuellement pour chaque compagnie ou association par arrêté du ministre du Commerce.

Art. 28. — Le versement du capital représentatif des pensions allouées en vertu de la présente loi ne peut être exigé des débiteurs. — Toutefois, les débiteurs qui désireront se libérer en une fois pourront verser le capital représentatif de ces pensions à la Caisse nationale des retraites, qui établira à cet effet, dans les six mois de la promulgation de la présente loi, un tarif tenant compte de la mortalité des victimes d'accidents ou de leurs ayants droit. — Lorsqu'un chef d'entreprise cesse son industrie, soit volontairement, soit par décès, liquidation judiciaire ou faillite, soit par cession d'établissement, le capital représentatif des pensions à sa charge devient exigible de plein droit et sera versé à la Caisse nationale des retraites. Ce capital sera déterminé au jour de son exigibilité, d'après le tarif visé au paragraphe précédent. — Toutefois, le chef d'entreprise ou ses ayants droit peuvent être exonérés du versement de ce capital, s'ils fournissent des garanties qui seront à déterminer par un règlement d'administration publique.

Titre V. — *Dispositions générales*. — Art. 29. — Les procès-verbaux, certificats, actes de notoriété, significations, jugements et autres actes faits ou rendus en vertu et pour l'exécution de la présente loi, sont délivrés gratuitement, visés pour timbre et enregistrés gratis lorsqu'il

y a lieu à la formalité de l'enregistrement. — Dans les six mois de la promulgation de la présente loi, un décret déterminera les émoluments des greffiers de justice de paix pour leur assistance et la rédaction des actes de notoriété, procès-verbaux, certificats, significations, jugements, envois de lettres recommandées, extraits, dépôts de la minute d'enquête au greffe, et pour tous les actes nécessités par l'application de la présente loi, ainsi que les frais de transport auprès des victimes et d'enquête sur place.

Art. 30 (*texte nouveau*). — Toute convention contraire à la présente loi est nulle de plein droit. Cette nullité, comme la nullité prévue au deuxième alinéa de l'article 16 et au troisième alinéa de l'art. 19, peut être poursuivie par tout intéressé devant le tribunal visé auxdits articles. — Toutefois, dans ce cas, l'assistance judiciaire n'est accordée que dans les conditions du droit commun. — La décision qui prononce la nullité fait courir à nouveau, du jour où elle devient définitive, les délais impartis, soit pour la prescription, soit pour la revision. — Sont nulles de plein droit et de nul effet les obligations contractées, pour rémunération de leurs services, envers les intermédiaires qui se chargent, moyennant émoluments convenus à l'avance, d'assurer aux victimes d'accidents ou à leurs ayants droit le bénéfice des instances ou des accords prévus aux articles 15, 16, 17 et 19. — Est passible d'une amende de seize francs à trois cents francs et, en cas de récidive dans l'année de la condamnation, d'une amende de cinq cents francs à deux mille francs, sous réserve de l'application de l'article 463 du Code pénal : 1° tout intermédiaire convaincu d'avoir offert les services spécifiés à l'alinéa précédent ; 2° tout chef d'entreprise ayant opéré, sur le salaire de ses ouvriers ou employés, des retenues pour l'assurance des risques mis à sa charge par la présente loi ; 3° toute personne qui, soit par menace de renvoi, soit par refus ou menace de refus des indemnités dues en vertu de la présente loi, aura porté atteinte ou tenté de porter atteinte au droit de la victime de choisir son médecin ; 4° tout médecin ayant, dans des certificats délivrés pour l'application de la présente loi, sciemment dénaturé les conséquences des accidents.

Art. 31. — Les chefs d'entreprise sont tenus, sous peine d'une amende de un à quinze francs (1 à 15 francs), de faire afficher dans chaque atelier la présente loi et les règlements d'administration relatifs à son exécution. — En cas de récidive dans la même année, l'amende sera de seize à cent francs (16 à 100 francs). — Les infractions aux dispositions des articles 11 et 31 pourront être constatées par les inspecteurs du travail.

Art. 32. — Il n'est point dérogé aux lois, ordonnances et règlements concernant les pensions des ouvriers, apprentis et journaliers appartenant aux ateliers de la Marine et celles des ouvriers immatriculés des manufactures d'armes dépendant du Ministère de la Guerre.

Loi du 2 août 1923 étendant le régime de la législation sur les accidents du travail aux gens de maison, domestiques, concierges et serviteurs à gages.

Art. 1er. — Dans le délai de six mois à compter de la promulgation de la présente loi, la législation sur les accidents du travail résultant de la loi du 9 avril 1898 et des lois ultérieures qui l'ont complétée et modifiée, notamment des articles 2, 3 et 6 de la loi du 12 avril 1906, ainsi que des dispositions de la loi du 30 décembre 1922, est étendue aux domestiques, gens de maison, serviteurs à gages, concierges et salariés du même genre à un titre quelconque, attachés ou non à la personne.

Art. 2. — Le salaire servant de base à la fixation des indemnités s'entend uniquement, à l'exclusion de tous autres profits en argent, de la rémunération et des prestations en nature directement allouées par le maître, en exécution du contrat de louage de services. — Toutefois, les rétributions accessoires et habituelles concourant à former la rémunération effective, notamment sous forme d'étrennes, devront être ajoutées au salaire de base pour le calcul de l'indemnité en cas d'incapacité permanente ou de mort.

B. — Retraites ouvrières.

(*Loi des* 5 *avril* 1910, — 27 *février* 1912, — 27 *décembre* 1912, — 17 *août* 1915, — 31 *décembre* 1915, — 7 *avril* 1918, — 28 *décembre* 1918, — 6 *août* 1920, — 19 *avril* 1921, — 18 *avril* 1922)

Énumération des assurés.

Assurés obligatoires. — Les assurés obligatoires sont les salariés des deux sexes âgés de moins de soixante ans et dont le salaire annuel ne dépasse pas 10.000 francs.

Par salariés, il faut entendre les ouvriers et employés de l'industrie, du commerce, des professions libérales et de l'agriculture et les serviteurs à gages.

La loi est applicable également aux salariés français qui, bien que résidant en France, travaillent habituellement à l'étranger (communes frontière) ainsi qu'aux Français qui résident à l'étranger ou aux colonies et y travaillent pour le compte d'une entreprise dont le siège social est en France.

Ne sont pas placés sous le régime de la loi des retraites ouvrières et continuent à bénéficier de leurs retraites spéciales : les fonctionnaires de l'État, les employés des chemins de fer, les ouvriers et employés des mines, les inscrits maritimes.

Assurés facultatifs. — Peuvent prétendre au bénéfice de l'assurance facultative : 1° les fermiers, métayers, propriétaires exploitants, artisans et petits patrons qui, habituellement, travaillent seuls

ou avec un seul ouvrier ou avec des membres de leur famille, salariés ou non, habitant avec eux; — 2° les membres non salariés de la famille des assurés obligatoires ou facultatifs, travaillant et habitant avec eux; — 3° les salariés dont le salaire annuel est supérieur à 10.000 francs, mais inférieur à 12.000 francs; — 4° les femmes ou veuves non salariées des assurés obligatoires ou facultatifs ou retraités; — 5° les femmes ou veuves des personnes susceptibles de bénéficier de l'assurance facultative qui n'y avaient pas adhéré; — 6° les femmes ou veuves non salariées des agents, employés ou ouvriers placés soit sous le régime des pensions civiles ou militaires, soit sous un régime spécial de retraites, lorsque l'ensemble des salaire et pension du mari ou leur propre pension n'excède pas 5.000 francs.

Constitution des pensions.

Assurés obligatoires. — Les pensions sont constituées par une triple participation des assurés, des employeurs et de l'État.

Le versement obligatoire de l'assuré est fixé comme suit : pour les hommes : 0 fr. 03 par jour; 0 fr. 75 par mois: 9 francs par an ; pour les femmes : 0 fr. 02 par jour; 0 fr. 50 par mois: 6 francs par an ; pour les mineurs au-dessous de 18 ans : 0 fr. 015 par jour, soit 0 fr. 375 par mois; soit 4 fr. 50 par an.

La contribution patronale est entièrement à la charge du patron. Elle est égale au versement obligatoire de l'assuré. — La cotisation est calculée lors de chaque paye en se conformant au tarif ci-dessus d'après la période de travail représentée par cette paye.

En cas de travail à domicile, le montant de la contribution patronale est fixé à 1 0/0 de la rémunération et la cotisation ouvrière à une somme égale.

L'État ajoute aux rentes produites par les versements de l'assuré et de son patron une allocation viagère de 100 francs, à condition de justifier d'au moins trente versements annuels fixés aux cinq dixièmes de la double cotisation réglementaire. Cette allocation est augmentée d'une bonification d'un dixième pour tout assuré de l'un ou l'autre sexe ayant élevé au moins trois enfants jusqu'à seize ans. Cette bonification est également accordée à l'assuré, si le nombre total des enfants élevés jusqu'à seize ans, vivants ou décédés, ajouté à celui des enfants vivants au jour de la demande de liquidation de la retraite, quel que soit l'âge de ces derniers, est de trois ans au moins. La durée du service militaire obligatoire, le temps de mobilisation comptent comme années d'assurances. Pour les femmes, chaque naissance d'enfant survenue depuis le 3 juillet 1911 compte pour une année d'assurance. Si le nombre des années de versement est inférieur à trente et supérieur à quinze, l'allocation de l'État est calculée à raison de 3 fr. 33 par année de versement réglementaire. Si l'assuré ne justifie pas de plus de quinze versements annuels réglementaires, l'État ne lui accorde aucune allocation viagère.

Assurés facultatifs. — Pour tous les assurés facultatifs, autres que les métayers, les cotisations intégralement à leur charge sont fixées au minimum à 9 francs et au maximum à 18 francs.

L'État accorde aux assurés facultatifs une majoration de versement. Cette majoration est égale à la moitié des versements effectués, mais ne peut dépasser 9 francs par an.

Lorsque les majorations allouées à un assuré sont suffisantes pour lui procurer, à soixante ans, une rente de 100 francs, elles cessent d'être accordées.

La rente est augmentée : 1° d'un dixième pour les assurés ayant élevé trois enfants jusqu'à seize ans ; 2° de la rente qu'eût produite à soixante ans un versement de 9 francs effectué à capital aliéné pour chaque année de service militaire obligatoire pour les hommes et pour chaque naissance d'enfant pour les femmes.

En ce qui concerne les métayers, leur cotisation annuelle a été fixée au minimum à 6 francs et au maximum à 9 francs.

Versements supplémentaires. — L'assuré, en dehors de ses versements obligatoires, a toujours le droit de faire sans limitation de valeur des versements facultatifs qui auront pour effet d'augmenter le montant de sa retraite ou de lui réserver le bénéfice de l'allocation viagère de l'État.

Réserve ou aliénation du capital. — La retraite peut être constituée à capital aliéné ou à capital réservé selon le choix fait par l'assuré. Lorsque la retraite est dite « à capital aliéné », la famille de l'assuré ne peut prétendre, lors de son décès, au remboursement des cotisations versées.

Lorsque la retraite est constituée à capital réservé, la somme des cotisations versées par l'assuré est, à son décès, remboursée à ses héritiers sans intérêts.

Seul, le capital constitué par les versements ouvriers peut être réservé. Les contributions patronales sont, de droit, versées à capital aliéné.

Lorsque l'assuré demandera la réserve de son capital, sa pension sera naturellement inférieure à celle qu'il aurait obtenue avec les mêmes versements faits à capital aliéné.

Modes de perception des cotisations.

Perception des cotisations. — Chaque assuré reçoit une carte destinée à l'apposition des timbres-retraite. Lors de chaque paie, en réglant le salaire, le patron retient la somme correspondante à la cotisation de l'assuré. Il y ajoute une somme égale qui constitue sa contribution personnelle et colle sur la carte annuelle que lui présente l'assuré un timbre-retraite représentant le total de ces deux sommes.

Lorsque l'assuré fait partie d'une société de secours mutuels autorisée à encaisser les cotisations, il peut faire ses versements à sa société. Il n'a plus alors à subir de retenue sur son salaire. Il devra seulement, à chaque paie, présenter sa carte annuelle à son patron pour que celui-ci y colle les timbres représentant la contribution patronale.

L'encaissement des cotisations des assurés peut être effectué, dans

les mêmes conditions, par les caisses d'assurance où leurs comptes individuels sont ouverts. Les employeurs qui occupent des salariés adhérents à des organismes admis à faire l'encaissement peuvent faire encaisser, par lesdits organismes, leur contribution patronale. Les employeurs autorisés à cet effet peuvent n'apposer que quatre fois par an, dans les quinze premiers jours de chaque trimestre, les timbres représentant les contributions ouvrière et patronale pour la période trimestrielle précédente. Lorsque l'ouvrier quitte l'établissement avant l'expiration du trimestre, l'employeur est tenu de procéder sans retard à l'apposition des timbres exigibles.

Enfin, certaines caisses de retraites patronales ou syndicales patronales peuvent être autorisées à ne pas faire usage de timbres. L'employeur effectue les retenues sur le salaire et les verse directement, ainsi que ses contributions, à la Caisse nationale des retraites. Il fait simplement mention de ce versement sur la carte du salarié.

Lorsqu'un assuré obligatoire ne possède pas de carte annuelle ou omet de la présenter, son employeur a la faculté de déposer au greffe de la justice de paix le montant de la contribution patronale afférente à cet assuré. Ladite somme est alors attribuée au fonds de réserve des retraites ouvrières et paysannes, géré par la Caisse des dépôts et consignations.

Timbres-retraite. — C'est au moyen de timbres spéciaux, dits timbres-retraite, que sont constatés les versements des assurés et les contributions des employeurs. Ces timbres sont d'un type uniforme.

Les 11 figurines en usage depuis le 17 août 1916 correspondent aux valeurs les plus usuelles ainsi qu'aux versements périodiques les plus courants pour les assurés de l'un et l'autre sexe. Un cartouche libre est réservé sur les figurines pour l'indication de la date d'apposition par l'employeur, l'assuré ne devant pas dater les timbres qu'il appose lui-même. Les timbres-retraite sont mis en vente dans les bureaux de poste, dans les recettes buralistes et dans les débits de tabac.

Formalités à remplir pour bénéficier de l'assurance.

Bulletin de renseignements. — La seule formalité demandée à un assuré obligatoire est de remplir un bulletin de renseignements qui lui est fourni par la mairie. Les bulletins sont déposés à la mairie par les assurés dans un délai de huitaine.

Réception des cartes. — Lorsque l'inscription sur la liste d'assurés aura été prononcée par le préfet, l'assuré reçoit gratuitement deux cartes. L'une est sa carte d'identité qu'il conserve pendant toute sa carrière d'assuré. L'autre est sa carte annuelle destinée à recevoir les timbres représentant soit ensemble, soit séparément, les versements de son patron et ses versements personnels.

Les cartes annuelles sont échangées par les soins de l'administration des Postes, sauf dans les chefs-lieux de département et dans un certain nombre de communes fixées par arrêtés ministériels. Les assurés

ont le plus grand intérêt à ne jamais négliger cette formalité essentielle. Autrement ils risqueraient de perdre tout ou partie de l'allocation de l'État, de voir leur retraite diminuer, et, le cas échéant, de priver leur famille de l'allocation au décès. — Dans le cas où la carte annuelle serait perdue ou détruite, l'assuré peut en obtenir un duplicata en produisant sa carte d'identité. S'il prouve que la carte annuelle a été détruite et justifie de la valeur des timbres apposés, il peut obtenir que cette somme soit portée à son compte.

Il peut également être délivré duplicata de la carte d'identité perdue ou détruite.

Caisses d'assurances.

Le compte de chaque assuré est ouvert dans une caisse d'assurance autorisée par l'État et choisie par l'assuré.

Les caisses autorisées sont : la Caisse nationale des retraites pour la vieillesse; — les Caisses départementales ou régionales; — les Sociétés de secours mutuels; — les Unions de Sociétés de secours mutuels agréées par l'État; — les Caisses patronales; — les Caisses syndicales patronales ou ouvrières; — les Caisses de Syndicats de garantie solidaire.

L'assuré a le libre choix de sa caisse. Il ne peut être contraint à adhérer à une caisse plutôt qu'à une autre. Il a même le droit de changer de caisse chaque année.

Quand un assuré ne choisit pas de caisse, il est inscrit d'office à la Caisse nationale des retraites pour la vieillesse.

Liquidation de la pension de retraite.

Liquidation normale. — La liquidation normale de la retraite a lieu à soixante ans avec faculté d'ajournement à soixante-cinq ans. Dans le cas où l'assuré ne demande la liquidation de sa retraite qu'après soixante ans, l'allocation de l'État lui est versée chaque année directement ou à l'une des caisses autorisées par la loi à son choix. Ce versement se continuera jusqu'à l'époque de la liquidation.

Pour obtenir la liquidation de sa pension, l'assuré doit faire sa demande sur une formule spéciale, à la mairie de sa résidence et produire, à l'appui de cette demande, sa carte d'identité, sa dernière carte annuelle et un extrait de son acte de naissance.

La pension, ainsi que les allocations et bonifications de l'État, sont payées, trimestriellement et à terme échu, par les soins de la dernière caisse d'assurance à laquelle il a adhéré. Quelle que soit sa situation, l'assuré recevra intégralement la pension qui résultera de ses versements, de la contribution patronale et de la participation de l'État.

Les retraites et allocations viagères acquises sont incessibles et insaisissables, si ce n'est au profit des établissements publics hospitaliers pour le paiement du prix de journée du bénéficiaire de la retraite admis à l'hospitalisation.

Liquidation anticipée. — L'assuré obligatoire peut toujours demander à jouir de sa pension de retraite à partir de cinquante-cinq ans. Toute pension servie par anticipation sera naturellement plus faible que celle obtenue à soixante ans et à plus forte raison à soixante-cinq ans.

Un assuré obligatoire qui fait liquider sa retraite entre cinquante-cinq et soixante ans ne perd pas, s'il a effectué au moins 15 versements, son droit à une allocation de l'État.

Retraite anticipée d'invalidité. — Lorsqu'un assuré, en dehors du cas d'accident de travail et à l'exclusion de toute faute intentionnelle, sera atteint d'incapacité absolue de travail, il pourra, quel que soit son âge, demander la liquidation anticipée de sa pension.

Il devra faire sa demande à la mairie de sa commune. Cette demande sera examinée par une commission spéciale instituée auprès du ministre du Travail.

Si la commission reconnaît le bien-fondé de la demande, la pension est liquidée et elle est majorée par l'État. La bonification de l'État ne peut dépasser 100 francs et la retraite totale de l'invalide ne peut ni être supérieure au triple de la rente qu'il s'est constituée, ni dépasser 360 francs.

Si un assuré est victime d'un accident de travail, il reçoit la pension allouée par application de la loi sur les accidents du travail et il pourra demander la liquidation de sa pension de retraite à partir de cinquante-cinq ans.

Allocations au décès. — Si un assuré décède avant la date d'échéance du premier terme de sa pension de retraite, il est accordé :

a) A ses enfants âgés de moins de seize ans, s'ils sont au nombre de trois au plus, 50 francs par mois pendant six mois ; — s'ils sont au nombre de deux : 50 francs par mois pendant cinq mois ; — s'il n'y en a qu'un : 50 francs par mois pendant quatre mois.

b) A sa veuve sans enfant de moins de seize ans : 50 francs par mois pendant trois mois.

Deux conditions essentielles doivent être réunies pour bénéficier de cette allocation : 1° Il faut qu'il s'agisse d'un assuré obligatoire. Toutefois ces dispositions sont applicables aux veuves et enfants des assurés facultatifs qui ont fait depuis 1911 ou depuis l'âge de dix-huit ans des versements annuels de 9 francs ; — 2° Cet assuré obligatoire doit avoir effectué, avant son décès, les trois cinquièmes des versements obligatoires prévus par la loi.

C. — Assurances sociales.

Pour les assurances sociales, nos lecteurs voudront bien se reporter à la loi du 5 avril 1928 et au décret du 30 mai 1929, portant Règlement d'administration publique.

CHAPITRE V

DE LA DURÉE DU TRAVAIL

Lois du 23 avril 1919, art. 6 du livre II du Code du travail.

Dans les établissements industriels et commerciaux ou dans leurs dépendances, de quelques nature qu'ils soient, publics ou privés, laïques ou religieux, même s'ils ont un caractère d'enseignement professionnel ou de bienfaisance, la durée du travail effectif des ouvriers ou employés de l'un ou de l'autre sexe et de tout âge ne peut excéder soit huit heures par jour, soit quarante-huit heures par semaine, soit une limitation équivalente établie sur une période de temps autre qne la semaine.

Des règlements d'administration publique déterminent par profession, par industrie, par commerce ou par catégorie professionnelle les délais et conditions d'application de la loi (Voir 2e partie).

CHAPITRE VI

DU REPOS HEBDOMADAIRE ET DES JOURS FÉRIÉS

Extrait du livre II du Code du travail.

Art. 30. — Les dispositions de la présente section s'appliquent aux employés ou ouvriers occupés dans un établissement industriel ou commercial ou dans ses dépendances, de quelque nature qu'il soit, public ou privé, laïque ou religieux, même s'il a un caractère d'enseignement professionnel ou de bienfaisance. — Toutefois, ces dispositions ne sont pas applicables aux ouvriers et employés des entreprises de transport par eau, non plus qu'à ceux des chemins de fer, dont les repos sont réglés par des dispositions spéciales.

Art. 31. — Il est interdit d'occuper plus de six jours par semaine un même employé ou ouvrier.

Art. 32. — Le repos hebdomadaire doit avoir une durée minimum de vingt-quatre heures consécutives.

Art. 33. — Le repos hebdomadaire doit être donné le dimanche.

Art. 34. — Toutefois, lorsqu'il est établi que le repos simultané, le dimanche, de tout le personnel d'un établissement serait préjudiciable au public ou compromettrait le fonctionnement normal de cet établissement, le repos peut être donné, soit constamment, soit à certaines époques de l'année seulement, ou bien : *a*) un autre jour que le dimanche à tout le personnel de l'établissement ; — *b*) du dimanche midi au lundi midi ; — *c*) le dimanche après-midi avec un repos

compensateur d'une journée par roulement et par quinzaine ; — *d*) par roulement à tout ou partie du personnel. — Des autorisations nécessaires doivent être demandées et obtenues conformément aux prescriptions des articles ci-après.

Art. 35. — Lorsqu'un établissement quelconque veut bénéficier de l'une des exceptions prévues à l'article précédent, il est tenu d'adresser une demande au préfet du département. Celui-ci doit demander d'urgence les avis du conseil municipal, de la chambre de commerce de la région et des syndicats patronaux et ouvriers intéressés de la commune. Ces avis doivent être donnés dans le délai d'un mois. Le préfet statue ensuite par un arrêté motivé qu'il notifie dans la huitaine.

Art. 36. — L'autorisation accordée à un établissement doit être étendue aux établissements de la même ville faisant le même genre d'affaires et s'adressant à la même clientèle.

Art. 37. — L'arrêté préfectoral peut être déféré au Conseil d'État, dans la quinzaine de sa notification aux intéressés. Le Conseil d'État statue dans le mois qui suit la date du recours, qui est suspensif.

CHAPITRE VII

HYGIÈNE ET SÉCURITÉ DES TRAVAILLEURS

(*Extrait du décret du* 10 *juillet* 1913.)

Cabinets d'aisances. — Ils seront nettoyés au moins une fois par jour. Ils seront convenablement éclairés. Ils seront amenagés de manière à ne dégager aucune odeur. Ils ne communiqueront pas avec les locaux fermés où le personnel est appelé à séjourner. Il y aura un cabinet pour cinquante personnes et des urinoirs en nombre suffisant.

Vestiaires avec lavabos. — Les chefs d'établissements doivent mettre à la disposition de leur personnel les moyens d'assurer la propreté individuelle, vestiaires avec lavabos.

Aération. — L'atmosphère des ateliers doit être tenue constamment à l'abri de toute émanation provenant d'égouts, fosses, puisards, fosses d'aisances ou de toute autre source d'infection.

Les locaux fermés affectés au travail seront largement aérés. Ils seront munis de fenêtres ou autres ouvertures à châssis mobiles dont nant directement sur le dehors. L'aération doit être suffisante pour empêcher une élévation exagérée de température.

Pendant les interruptions de travail, l'air des locaux doit être entièrement renouvelé.

Eclairage. — Les locaux affectés au travail, leurs dépendances, les passages, les escaliers doivent être convenablement éclairés.

Chauffage. — En hiver, les locaux doivent être convenablement chauffés.

Repas. — Boissons. — Les ouvriers et employés ne peuvent prendre leurs repas dans les locaux affectés au travail qu'en cas de besoin et après enquête par l'inspecteur divisionnaire sous les justifications suivantes :

Que les opérations effectuées ne comportent point l'emploi de substances toxiques ;

Qu'elles ne donnent lieu à aucun dégagement de gaz incommodes, insalubres ou toxiques, ni de poussières ;

Que les autres conditions d'hygiène soient satisfaisantes.

Un règlement intérieur doit limiter les quantités de vin, de bière, de cidre, de poiré, d'hydromel non additionnées d'alcool qui peuvent être introduites et détermine les heures et conditions auxquelles la consommation reste autorisée.

Propreté. — Les établissements doivent être tenus dans un état constant de propreté.

Machines. — Les machines, mécanismes, appareils de transmission, outils et engins doivent être installés et tenus dans les meilleures conditions possibles de sécurité. Les pièces mobiles des machines et transmissions doivent être munies d'un dispositif protecteur ou séparées des ouvriers, à moins qu'elles ne soient hors de portée de la main.

Il en est de même des courroies ou câbles traversant le sol d'un atelier ou fonctionnant sur des poulies de transmission placées à moins de 2 mètres du sol.

Le maniement à la main des courroies en marche doit être évité par des appareils adaptés aux machines ou mis à la disposition du personnel.

CHAPITRE VIII

EMPLOI DES OUVRIERS ÉTRANGERS

La loi du 11 août 1926 concernant l'emploi des ouvriers étrangers a pour objet d'assurer la production du marché du travail national. (Articles 64, 64 *a*, 64 *b*, 64 *c*, article 98 et article 172 du livre II du Code du travail.)

Il est interdit à toute personne d'employer un étranger non muni de la carte d'identité d'étranger et portant la mention travailleur.

L'étranger embauché ne peut être occupé dans une autre profession que celle indiquée sur la carte d'identité à moins qu'une année ne se soit écoulée depuis la délivrance de cette carte ou qu'il ne soit porteur d'un certificat délivré par un office public de placement.

Il est interdit à tout employeur d'embaucher un travailleur étranger introduit en France avant l'expiration du contrat du travail en

vertu duquel il a été introduit, à moins que le travailleur ne soit porteur d'un certificat du précédent employeur attestant que le contrat de travail a été résilié, qu'une année ne se soit écoulée depuis l'introduction du travailleur, à moins que le travailleur ne soit porteur d'une carte de présentation délivrée par un officier public de placement.

Tout employeur de travailleurs étrangers doit les inscrire sur un registre spécial paginé, comprenant les indications suivantes :

1° Date d'entrée dans l'établissement ;
2° Date de sortie de l'établissement ;
3° Noms et prénoms des travailleurs étrangers
4° Nationalité ;
5° Lieu et date de naissance ;
6° Préfecture qui a délivré la carte ;
7° Numéro d'ordre de la carte ;
8° Année de délivrance de la carte ;
9° Profession inscrite sur la carte ;
10° Profession actuelle ;
11° Instructions spéciales.

L'employeur qui a contrevenu aux dispositions ci-dessus peut être puni d'une amende de 500 à 1.000 francs pour chaque infraction constatée. Pour la tenue du registre, il peut être puni d'une amende de 5 à 15 francs.

Recrutement des ouvriers étrangers. — L'Union des Industries métallurgiques et minières rappelle à ses adhérents que son *Service de recrutement de main-d'œuvre étrangère* est à leur entière disposition pour leur procurer, par recrutement direct, les *ouvriers spécialistes et manœuvres, polonais, tchecoslovaques, yougo-slaves, hongrois*, dont ils ont besoin et s'emploie, en outre, sur leur désir, à faire aboutir dans les meilleures conditions possibles les demandes d'ouvriers d'autres nationalités qui lui sont adressées.

L'Union fournit à ses adhérents tous renseignements, tous imprimés qui leur sont nécessaires pour l'établissement de leurs demandes de main-d'œuvre étrangère.

Conditions d'introduction et d'emploi des ouvriers étrangers. — Visa. — L'introduction des ouvriers étrangers est soumise au visa préalable du ministère du Travail. Ce visa n'est donné que sur avis favorable de l'Office régional de placement du lieu où les travailleurs doivent être employés.

Pour les demandes qui lui sont adressées, l'Union se charge d'obtenir le visa du ministère du Travail, mais ces demandes doivent lui parvenir, munies par les soins de l'employeur, de l'avis favorable de l'Office régional de placement.

Salaire. — Le visa du ministère du Travail n'est accordé que lorsque les salaires portés sur la demande correspondent à ceux

alloués aux ouvriers français de même catégorie, travaillant dans l'établissement.

Débauchage d'ouvriers étrangers. — Le fait, par un employeur, d'employer un ouvrier étranger, introduit aux frais d'un premier employeur et avant que son contrat de travail ne soit expiré, peut donner lieu, de la part des tribunaux, à une allocation de dommages-intérêts au profit du premier employeur (Amiens, 19 avril 1923).

L'employeur conserve, en même temps, son action en dommages-intérêts contre l'ouvrier étranger pour rupture du contrat de travail.

Emploi des ouvriers étrangers recrutés individuellement. — L'article 64 du Code du travail interdit à toute personne d'employer sciemment un étranger non muni du certificat d'immatriculation exigé par la loi du 8 août 1893, interdiction sanctionnée de peines de simple police par l'article 172.

En outre, le décret du 6 juin 1922 oblige les employeurs qui embauchent un ouvrier étranger à s'assurer que celui-ci n'a pas contrevenu aux dispositions qu'il édicte. Ces dispositions sont les suivantes :

Tout travailleur étranger doit, dans les huit jours de son arrivée, signaler sa présence au commissaire de police ou, à défaut, au maire de sa résidence afin d'obtenir, par son intermédiaire, la délivrance d'une carte d'identité dont la création est prévue par le décret.

L'ouvrier qui change de résidence doit, dans les deux jours de son *arrivée au lieu* de sa nouvelle localité, faire viser sa carte d'identité par le commissaire de police ou, à défaut, par le maire de sa commune.

Le décret du 6 juin 1922 prévoit, du reste, que le préfet pourra refuser la délivrance de la carte d'identité, si le travailleur étranger n'est pas muni d'un titre d'embauchage reconnu valable dans les conditions prévues par les instructions des ministres du Travail et de l'Agriculture, ou s'ils ont fait l'objet d'une enquête défavorable.

Si l'ouvrier a été introduit au moyen d'un contrat, sa carte porte la mention de l'entreprise introductrice, ainsi que la durée pour laquelle l'ouvrier a été primitivement introduit. Lors donc qu'un ouvrier est embauché par un patron, celui-ci doit vérifier que l'ouvrier n'est pas en rupture de contrat. S'il l'était, il faudrait s'assurer que cet ouvrier possède un certificat d'un premier employeur le libérant de tout engagement pour l'exécution des travaux pour lesquels il avait été introduit.

Traités de travail. — Un certain nombre de traités de travail, passés entre la France et d'autres pays, réglementent le recrutement de la main-d'œuvre dans ces pays, et assurent aux ouvriers ainsi recrutés le bénéfice de mesures de protection.

CHAPITRE IX

RELATIONS AVEC L'INSPECTION DU TRAVAIL

REGISTRES

1° Registre d'inscription des enfants de moins de dix-huit ans ;

2° Registre destiné à l'inscription des mises en demeure ou des observations faites par l'inspecteur du travail ;

3° Registre indiquant la composition nominative des équipes.

4° Registre d'inscription des ouvriers étrangers travaillant à l'entreprise (article 64 *c* du livre II du Code du travail).

AFFICHES

1° Loi de 1898 sur les accidents dont les ouvriers sont victimes dans leur travail ;

2° Décret du 28 décembre 1909 sur les charges qui peuvent être traînées, portées ou poussées par les enfants et les femmes ;

3° Décret du 21 mars 1914 sur les travaux dangereux pour les enfants et les femmes ;

4° Noms et adresses des inspecteurs divisionnaire et départemental du travail ;

5° Horaire du travail ;

6° Tableau d'envoi à l'inspecteur du travail des avis de dérogations ;

7° Tableau indiquant le personnel auquel s'appliquent les dérogations permanentes ;

8° Affiches indiquant le jour de repos hebdomadaire ou la fraction de jour lorsque ce repos est donné collectivement à tout ou partie du personnel ;

9° Avis indiquant la capacité en mètres cubes de chaque local de travail ;

10° Consigné pour le cas d'incendie.

DOCUMENTS A ENVOYER A L'INSPECTEUR DU TRAVAIL

1° Duplicata de l'horaire-affiche ;

2° Demande de récupération d'heures perdues par suite de chômage collectif ;

3° Tableau des dérogations permanentes ;

4° Avis de récupération d'heures perdues par suite d'accidents, de cas de force majeure : accidents au matériel, interruption de force motrice, sinistres, etc. ;

5° Consignés en cas d'incendie ;

6° Liste des chantiers temporaires occupant au moins dix ouvriers pendant plus d'une semaine.

CHAPITRE X

MÉDAILLES DU TRAVAIL

Le ministre du Commerce décerne deux fois par an, à l'occasion du 1er janvier et du 14 juillet, des médailles d'honneur : la médaille trentenaire et la médaille cinquantenaire dans les conditions suivantes :

I. — *La médaille trentenaire* d'argent (décret du 16 juillet 1896).

1° Aux ouvriers ou employés français qui comptent plus de trente années de services consécutifs dans le même établissement industriel ou commercial français situé en France ou à l'étranger ou qui, ayant trente années de services, justifient n'avoir pu accomplir ces trente années dans le même établissement pour une cause de force majeure absolument indépendante de leur volonté ;

2° Aux ouvriers occupés dans les établissements d'enseignement technique publics ou privés situés en France dans les palais nationaux, dans les manufactures de l'État, dans les établissements départementaux ou communaux ; aux employés des chantiers de communes et des œuvres utiles aux communes et à l'industrie reconnues comme établissement d'utilité publique ;

3° Aux ouvriers ou employés français ou indigènes non naturalisés comptant plus de vingt ans de services consécutifs dans un même établissement industriel ou commercial situé en Algérie ou dans les colonies françaises ;

4° Aux ouvriers qui auront rendu des services exceptionnels à l'industrie, notamment par l'invention de nouveaux procédés de fabrication, sans condition de *durée de services* et sur l'avis du Comité consultatif des Arts et Manufactures.

Les candidats doivent en outre, aux termes d'une circulaire du 24 février 1913, avoir satisfait aux prescriptions de la loi du 5 avril 1910 sur les retraites ouvrières et paysannes.

Les demandes sont adressées directement à M. le ministre du Commerce, de l'Industrie, des Postes et des Télégraphes, pour les candidats domiciliés dans le département de la Seine, et par l'intermédiaire des préfets, pour ceux qui résident dans les autres départements.

Il est indispensable d'adresser une *demande distincte pour chaque candidat ;* cette demande doit être accompagnée d'un extrait du casier judiciaire du candidat et d'un certificat légalisé du patron.

Les demandes doivent être formulées sur papier timbré et indiquer les noms, prénoms, date et lieu de naissance, profession et domicile des candidats, la nature de leurs services, la date exacte de l'entrée dans la maison ainsi que les nom, profession et adresse du patron pour lequel ils travaillent ou pour lequel ils ont travaillé.

Le temps passé sous les drapeaux n'est pas considéré comme une interruption de service; il entre en ligne de compte à la condition qu'il soit postérieur à l'entrée dans un établissement industriel ou commercial (Chambre des députés, séance du 10 novembre 1897). Mais il n'est pas possible d'ajouter aux services civils les services militaires lorsque ceux-ci ont précédé l'entrée dans l'établissement.

Dans les demandes de médailles pour services exceptionnels, il devra être donné une indication détaillée de ces services (décret du 12 février 1895, art. 2).

II. — *La médaille cinquantenaire*, en vermeil (décret du 18 octobre 1913).

Elle est décernée, en observant les mêmes formalités, aux ouvriers ou employés français comptant au moins cinquante années de services consécutifs dans le même établissement et déjà titulaires de la médaille d'argent. Les demandes formulées dans ce but devront rappeler la date exacte de l'obtention de la médaille trentenaire en argent.

DEUXIÈME PARTIE. — LÉGISLATION SPÉCIALE

DURÉE DU TRAVAIL

(*Décret du 9 août 1920, modifié le 2 avril 1926.*)

Art. 1er. — Les dispositions du présent décret sont applicables dans tous les établissements ou parties d'établissements où s'exercent les industries ci-après énumérées : Métallurgie ; — Hauts fourneaux, aciéries ; — Fonderies de cuivre, plomb, zinc, nickel, aluminium, antimoine, étain, argent, or, platine, bronze, maillechort, laiton, ferro-alliages et autres alliages ; — Électro-métallurgie et électrochimie ; — Laminoirs, forges, étirage, emboutissage, estampage des métaux, taillanderie, tréfilerie ; — Fabriques de quincaillerie, tôlerie, boulonnerie, serrurerie, coutellerie et de tous objets en fer et en acier ; — Découpage, décolletage de tous métaux ; — Polissage et repoussage de tous métaux ; — Fonderies de deuxième fusion ; — Construction de navires, de bateaux en fer et en acier, de machines marines ; — Construction mécanique et métallique, chaudronnerie, soudure autogène ; — Construction automobile ; — Construction aéronautique ; — Construction de matériel roulant de voies ferrées ; — Construction, montage de matériel et d'appareils électriques ; — Fabriques de tous instruments de précision, d'optique, de chirurgie, d'appareils orthopédiques ; — Fabriques de tous appareils et articles en fer-blanc, cuivre, plomb, zinc, nickel, aluminium, antimoine, étain, maillechort, laiton, ferro-alliages et autres alliages ; — Traitement des résidus métalliques. Les dispositions du présent décret sont également applicables aux ouvriers et employés occupés par les établissements où s'exercent les industries ci-dessus énumérées, même dans le cas où leurs professions ne ressortissent pas à ces industries, lorsque le travail de ces ouvriers et employés a pour objet exclusif l'entretien ou le fonctionnement desdits établissements et de leurs dépendances. — Les dispositions du présent décret sont également applicables au personnel des stations centrales (force, lumière, eau, gaz, air comprimé) annexé et appartenant aux établissements de forge et serrurerie occupant moins de cinq ouvriers ne sont pas visés par les dispositions du présent décret.

Art. 2. — Les établissements ou parties d'établissement visés à l'article 1er devront, pour l'application de la loi du 23 avril 1919, choisir l'un des modes ci-après ; 1° Limitation du travail effectif à raison de

huit heures par chaque jour ouvrable de la semaine ; — 2° Répartition inégale entre les jours ouvrables des quarante-huit heures de travail effectif de la semaine, avec maximum de neuf heures par jour, afin de permettre le repos de l'après-midi du samedi ou toute autre modalité équivalente. En cas d'organisation du travail par équipes successives, le travail de chaque équipe sera continu, sauf l'interruption pour les repos. L'organisation du travail par relais est interdite. Toutefois elle pourra être autorisée par arrêté ministériel, après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées, dans les industries ou les fabrications où cette organisation sera justifiée par des raisons techniques. — A la demande d'organisations patronales ou ouvrières de la profession, de la localité ou de la région, des arrêtés ministériels pourront, après consultation de toutes les organisations intéressées, et en se référant là où il en existe aux accords intervenus entre elles, autoriser, par dérogation aux régimes visés aux 1° et 2° du premier alinéa et à titre provisoire, un régime équivalent basé sur une autre période de temps à la condition que la durée du travail ne dépasse pas dix heures, ou remplacer le repos de l'après-midi du samedi par un repos d'une demi-journée un autre jour de la semaine. Ledit régime ne pourra être établi à titre définitif que par voie de règlement d'administration publique. — Si des organisations patronales ou ouvrières de la profession, dans une localité ou dans une région, demandent qu'il soit fixé un régime uniforme de répartition du travail pour tous les établissements de la profession dans la localité ou dans la région, il sera statué sur la demande, par décret portant règlement d'administration publique après consultation de toutes les organisations intéressées et en se référant aux accords intervenus entre elles s'il en existe.

Art. 3. — En cas d'interruption collective du travail résultant de causes accidentelles ou de force majeure (accidents survenus au matériel, interruption de force motrice, sinistres), une prolongation de la journée de travail pourra être pratiquée à titre de récupération des heures de travail perdues dans les conditions ci-après :

a) En cas d'interruption d'une journée au plus, la récupération pourra s'effectuer dans un délai maximum de quinze jours à dater du jour de la reprise du travail ; — *b*) En cas d'interruption d'une semaine au plus, la récupération pourra s'effectuer dans un délai maximum de cinquante jours à dater du jour de la reprise du travail ; — *c*) En cas d'interruption excédant une semaine, la récupération ne pourra s'effectuer au delà de la limite indiquée à l'alinéa précédent sans autorisation écrite de l'inspecteur départemental du travail, donnée après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées. — En cas d'interruption collective de travail un autre jour que celui du repos hebdomadaire, en raison des jours fériés légaux, inventaires, fêtes locales ou autres événements locaux,

la récupération des heures de travail perdues pourra être autorisée par l'inspecteur départemental du travail après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées. — Dans les ateliers et chantiers de constructions navales, et de constructions métalliques où les intempéries provoquent des chômages, la récupération des heures perdues pour cette cause pourra être autorisée par l'inspecteur départemental du travail après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées. — La récupération des heures de travail perdues par suite des mortes-saisons dans l'industrie de la construction et de la réparation des machines agricoles pourra être autorisée par l'inspecteur départemental du travail jusqu'à concurrence de cent heures par an, après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées. — La faculté de récupération prévue aux deux alinéas précédents pourra être étendue, à titre provisoire, par arrêtés ministériels, à d'autres industries soumises à des intempéries ou à des mortes-saisons, lorsqu'un accord sera intervenu à ce sujet entre les organisations patronales et ouvrières intéressées. Ledit régime ne pourra être établi à titre définitif que par voie de règlement d'administration publique. — L'augmentation exceptionnelle prévue à titre de récupération ne peut avoir en aucun cas pour effet de porter la durée journalière du travail à plus de dix heures. — Dans les établissements où le régime hebdomadaire du travail comporte un repos d'une demi-journée par semaine, soit le samedi, soit tout autre jour de la semaine, comme il est prévu au paragraphe 4 de l'article 2, la récupération pourra se faire par suspension de ce repos d'une demi-journée. — Le chef d'établissement qui veut faire usage des facultés de récupération prévues dans le présent article doit, soit dans l'avis, soit dans la demande d'autorisation qu'il devra adresser à l'inspecteur départemental du travail, indiquer la nature, la cause et la date de l'interruption collective de travail, le nombre d'heures de travail perdues, les modifications qu'il se propose d'apporter temporairement à l'horaire en vue de récupérer les heures perdues ainsi que le nombre de personnes auxquelles s'applique cette modification.

Art. 4. — Dans chaque établissement ou partie d'établissement, les ouvriers et employés ne pourront être occupés que conformément aux indications d'un horaire précisant pour chaque journée et éventuellement pour chaque semaine, ou pour toute autre période de temps dans le cas d'application du paragraphe 3 de l'article 2, la répartition des heures de travail. — Cet horaire, établi suivant l'heure légale, fixera les heures auxquelles commencera et finira chaque période de travail, et en dehors desquelles aucun ouvrier ou employé ne pourra être occupé, ainsi que la durée des repos. Le total des heures comprises dans les périodes de travail ne devra pas excéder les limites fixées par l'article 2. — Des heures différentes de travail et

de repos pourront être prévues pour les catégories de travailleurs auxquelles s'appliquent des dérogations prévues par l'article 5. — Cet horaire daté et signé par le chef d'entreprise ou sous la responsabilité de celui-ci par la personne à laquelle il aura délégué ses pouvoirs à cet effet sera affiché en caractères lisibles et apposé de façon apparente dans chacun des lieux de travail auxquels il s'applique. — Un double de l'horaire et des rectifications qui y seraient apportées éventuellement devra être préalablement adressé à l'inspecteur départemental du travail. — En cas d'organisation du travail par équipes, la composition nominative de chaque équipe sera indiquée soit par un tableau affiché, soit par un registre spécial tenu constamment à jour et mis à la disposition du service de l'Inspection du travail.

Art. 5. — La durée du travail effectif journalier peut. pour les travaux désignés au tableau ci-dessous et conformément à ses indications, être prolongée au delà des limites fixées pour le travail de l'ensemble de l'établissement :

1° Travail des ouvriers spécialement employés à la conduite des fours, fourneaux, étuves, sécheries, ou chaudières autres que les générateurs pour machines motrices, à la préparation des bains de décapage, au chauffage des cuves et bacs, sous la condition que ce travail ait un caractère purement préparatoire ou complémentaire et ne constitue pas un travail fondamental de l'établissement.	Une heure et demie au maximum.
Travail des mécaniciens, des électriciens, des chauffeurs employés au service de la force motrice, de l'éclairage, du chauffage et du matériel de levage ;	Deux heures le lendemain de chaque journée de chômage.
2° Dans les fonderies de deuxième fusion, sous la condition que le travail ait, comme il est dit à l'alinéa précédent, un caractère purement préparatoire ou complémentaire :	Une heure au maximum.
a) Démoulage des pièces le soir de la coulée ou le lendemain matin, quand ce travail est indispensable pour libérer le matériel nécessaire à la reprise du moulage ou pour obtenir la réussite d'une pièce ;	
b) Remoulage des pièces pour la coulée du jour quand techniquement il a été impossible de le faire la veille,	

3° Travail des ouvriers employés d'une façon courante ou exceptionnelle pendant l'arrêt de la production à l'entretien et au nettoyage des machines, fours, métiers et tous autres appareils que la connexité des travaux ne permettrait pas de mettre isolément au repos pendant la marche générale de l'établissement ;	Une heure au maximum avec faculté de faire travailler ces ouvriers dix heures les jours de chômage normal de l'établissement et les veilles desdits jours.
4° Travail d'un chef d'équipe ou d'un ouvrier spécialiste dont la présence est indispensable à la marche d'un atelier ou au fonctionnement d'une équipe dans le cas d'absence inattendue de son remplaçant et en attendant l'arrivée d'un autre remplaçant ;	Durée de l'absence du remplaçant.
5° Travail d'un chef d'équipe ou d'un ouvrier spécialiste dont la présence est indispensable pour coordonner le travail de deux équipes qui se succèdent ;	Une demi-heure au maximum.
6° Travail des ouvriers spécialement employés, soit au service des fours, soit au service du mouvement et de la traction, soit à d'autres travaux, quand le service ou les travaux doivent rester continus pendant plus d'une semaine ;	Faculté illimitée le jour où s'opère le décalage destiné à permettre l'alternance des équipes, cette alternance ne pouvant avoir lieu qu'à une semaine d'intervalle au moins.
7° Travail des ouvriers spécialement employés soit à des opérations de métallurgie (1re et 2e fusions, forgeage, laminage des métaux et opérations connexes), soit à d'autres opérations qui, techniquement, ne peuvent être arrêtées à volonté lorsque les unes et les autres n'ont pu être terminées dans les délais réglementaires par suite de leur nature ou de circonstances exceptionnelles ;	Deux heures au maximum ; pour la métallurgie six heures la veille de tout jour de chômage.
8° Travail des ouvriers de deuxième fusion spécialement affectés au service de l'allumage des appareils de fusion les jours de coulée ;	Deux heures au maximum.
9° Travail du personnel de maîtrise et des chefs d'équipe pour la préparation des travaux exécutés par l'établissement ;	Deux heures au maximum.
10° Travail du personnel de maîtrise des chefs d'équipe et des ouvriers affectés spécialement aux études, aux essais, à	Deux heures au maximum.

mise au point de nouveaux types et à la réception de tous appareils ;	
11° Dans l'industrie de la soudure autogène, travail des ouvriers préposés au service des appareils à acétylène ;	Une heure par jour.
12° Travail du personnel occupé aux travaux de chargement et de déchargement des wagons ou bateaux dans le cas où la dérogation serait nécessaire et suffisante pour permettre l'achèvement desdits travaux dans les délais de rigueur.	Deux heures au maximum.
13° Travail des surveillants, gardiens, personnel d'aérodromes, aiguilleurs, personnel occupé au service des chemins de fer dans les établissements ne travaillant pas de façon continue, conducteurs d'automobile, charretiers, livreurs, magasiniers, service d'incendie, basculeurs, préposés au pesage des wagons, camions et voitures.	Quatre heures au maximum sans que l'usage de cette dérogation puisse avoir pour effet de réduire à moins de douze heures la durée du repos ininterrompu entre deux journées de travail.
Préposés au service médical et autres institutions créées en faveur des ouvriers et employés de l'établissement et de leurs familles ;	
14° Pointeurs, garçons de bureau et agents similaires ;	
15° Personnel affecté au nettoyage des locaux.	Une heure au maximum

Pour les spécialistes travaillant dans les usines à feu continu et appartenant aux catégories énumérées dans le décret du 31 août 1910, ainsi que pour le personnel des stations centrales, visées à l'avant-dernier alinéa de l'article 1er du présent décret, la durée hebdomadaire moyenne du travail sera de cinquante-six heures. — Les ouvriers spécialement affectés, dans les services énumérés audit décret du 31 août 1910, aux travaux d'entretien des appareils seront assimilés, pour l'application du présent décret, aux spécialistes de ces services. — Les dérogations énumérées dans le présent article sont applicables exclusivement aux hommes adultes, à l'exception de celles visées sous les nos 4, 5, 9, 10, 13, 14 et 15 du premier alinéa, qui sont applicables au personnel adulte de l'un et l'autre sexe.

Art. 6. — La durée du travail effectif peut être, à titre temporaire, prolongée au delà des limites fixées par l'article 2 du présent décret, dans les conditions suivantes

1° Travaux urgents dont l'exécution immédiate est nécessaire pour prévenir des accidents imminents, organiser des mesures de sauvetage ou réparer des accidents survenus soit au matériel, soit aux installations, soit aux bâtiments de l'établissement, soit aux navires en partance dans un délai de quarante-huit heures ;

Faculté illimitée pendant un jour au choix de l'industriel ; les jours suivants, deux heures au delà de la limite assignée au travail général de l'établissement.

2° Travaux exécutés dans l'intérêt de la sûreté et de la défense nationales ou d'un service public sur un ordre du Gouvernement constatant la nécessité de la dérogation ;

Limite à fixer dans chaque cas de concert entre le ministère du Travail et le ministère qui ordonne les travaux.

3° Travaux urgents auxquels l'établissement doit faire face (surcroît extraordinaire de travail)

Maximum : cent heures par an.

Toutefois, l'inspecteur départemental du travail pourra, après consultation des organisations patronales et ouvrières intéressées, autoriser des heures supplémentaires dont le nombre total ne pourra excéder quarante par an, en compensation des heures perdues par suite de chômage collectif résultant de l'observation des fêtes locales ou autres événements locaux consacrés par l'usage.

Pour les années 1926 et 1927, les établissements de serrurerie, forge et charronnage ne comptant pas plus de cinq ouvriers et établis dans des communes comptant moins de 5.000 habitants bénéficieront, en outre, d'un crédit exceptionnel de cinquante heures supplémentaires.

En aucun cas, la durée du travail journalier ne pourra dépasser dix heures.

Art. 7. — Le bénéfice des dérogations permanentes est acquis de plein droit aux chefs d'établissement, sous réserve d'accomplissement des formalités prévues à l'article 4 du présent décret. Tout chef d'établissement qui veut user des facultés prévues à l'article 6 du présent décret sera tenu d'adresser préalablement à l'inspecteur départemen-

tal du travail une déclaration datée spécifiant la nature et la cause de la dérogation, le nombre d'ouvriers (enfants, femmes, hommes) pour lesquels la durée du travail sera prolongée, les heures de travail et de repos prévues pour ces ouvriers, la durée évaluée en jours et en heures de la dérogation. — Le chef d'établissement doit, en outre, tenir à jour un tableau sur lequel seront inscrites, au fur et à mesure de l'envoi des avis à l'inspecteur du travail, les dates des jours où il sera fait usage des dérogations, avec indication de la durée de ces dérogations. Ce tableau sera affiché dans l'établissement, dans les conditions déterminées à l'article 4 du présent décret au sujet de l'horaire, et il y restera apposé du 1er janvier de l'année courante au 15 janvier de l'année suivante.

Art. 8. — Les heures de travail effectuées par application des dérogations prévues au 3° de l'article 6 du présent décret sont considérées comme heures supplémentaires et payées conformément aux usages en vigueur pour les heures de travail effectuées en dehors de la durée normale.

Art. 9. — Les dispositions du présent règlement s'appliqueront à l'ensemble du territoire français et entreront en vigueur quinze jours après sa publication au *Journal officiel*.

REPOS HEBDOMADAIRE

(*Extrait du livre II du Code du travail.*)

Art. 40. — En cas de travaux urgents, dont l'exécution immédiate est nécessaire pour organiser des mesures de sauvetage, pour prévenir des accidents imminents ou réparer des accidents survenus au matériel, aux installations ou aux bâtiments de l'établissement, le repos hebdomadaire peut être suspendu pour le personnel nécessaire à l'exécution des travaux urgents. — Cette faculté de suspension s'applique non seulement aux ouvriers de l'entreprise où les travaux urgents sont nécessaires, mais aussi à ceux d'une autre entreprise faisant les réparations pour le compte de la première. Dans cette seconde entreprise, chaque ouvrier doit jouir d'un repos compensateur d'une durée égale au repos supprimé. Ces dérogations prévues par le présent article ne s'appliquent pas aux enfants de moins de dix-huit ans et aux filles mineures.

Art. 41. — Dans tout établissement qui a le repos hebdomadaire au même jour pour tout le personnel, ce repos peut être réduit à une demi-journée pour les personnes employées à la conduite des générateurs et des machines motrices, au graissage et à la visite des transmissions, au nettoyage des locaux industriels, magasins ou bu-

reaux ainsi que pour les gardiens et concierges. Cette dérogation n'est pas applicable aux enfants de moins de dix-huit ans et aux filles mineures.

Art. 47. — Les industries qui ont à répondre, à certains moments, à un surcroît extraordinaire de travail et qui ont fixé le repos hebdomadaire au même jour pour tout le personnel peuvent suspendre ce repos quinze fois par an ; mais l'employé ou l'ouvrier doit jouir au moins de deux jours de repos par mois.

Art. 52. — Les enfants, ouvriers ou apprentis âgés de moins de dix-huit ans et les femmes ne peuvent être employés dans les établissements qui nous concernent les jours de fête reconnus par la loi, même pour rangement d'atelier.

Art. 54. — Les enfants placés en apprentissage chez un fabricant, un chef d'atelier ou un ouvrier ne peuvent être tenus dans aucun cas, vis-à-vis de leur maître, à aucun travail de leur profession, les dimanches et jours de fêtes reconnues ou légales.

Repos par roulement.

Sont admis à donner le repos hebdomadaire par roulement dans les établissements industriels :

Le service de transport pour livraisons ;

Le service préventif contre l'incendie ;

Le service des soins aux chevaux et animaux de trait ;

Le service des travaux de désinfection ;

Les établissements qui, fonctionnant de jour et de nuit à l'aide d'équipes alternantes, auront suspendu pendant douze heures consécutives au moins chaque dimanche les travaux autres que ceux visés à l'article 4 et à l'article 5, paragraphe 1er de la loi du 13 juillet 1906.

EMPLOI DES ENFANTS ET DES FEMMES

(*Extrait du Décret du* 21 *mars* 1914.)

Il est interdit d'employer les enfants âgés de moins de dix-huit ans et les femmes au graissage, au nettoyage, à la visite ou à la réparation des machines ou mécanismes en marche.

Il est interdit d'employer les enfants âgés de moins de dix-huit ans et les femmes dans les locaux où se trouvent des machines actionnées à la main ou par un moteur mécanique, dont les parties dangereuses ne sont point couvertes de couvre-engrenages, garde-mains et autres organes protecteurs.

Les enfants âgés de moins de dix-huit ans ne peuvent faire tourner des appareils en sautillant sur une pédale. Ils ne peuvent également être employés à faire tourner des roues horizontales.

Ceux de moins de seize ans ne peuvent être :

Employés à actionner au moyen de pédales les métiers dits à la main ;

Employés au travail des cisailles et autres lames tranchantes mécaniques ;

Employés à tourner des roues verticales que pendant une durée d'une demi-journée de travail divisée par un repos d'une demi-heure au moins ;

Employés au service des robinets à vapeur.

Travaux interdits aux enfants âgés de moins de dix-huit ans et aux femmes.

Aiguisage et polissage des métaux.

Travaux autorisés sous certaines conditions aux enfants âgés de moins de dix-huit ans et aux femmes.

Enfants âgés de moins de dix-huit ans. — Cuivre (trituration des composés du).

Enfants âgés de moins de dix-huit ans et les femmes. — Cuivre (dérochage du) par les acides ; — Email (application de l') sur les métaux ; — Emaux (fabrication d') avec fours non fumivores ; — fer (dérochage du) ; — fer (galvanisation du).

Pour que ces travaux soient autorisés, il faut que les poussières et les vapeurs ne se dégagent pas librement dans les ateliers.

Limite des charges qui peuvent être portées, traînées ou poussées par les enfants et les femmes. (*Extrait du Décret du 28 décembre* 1909.)

1° *Port des fardeaux.*

Garçons ou hommes :		
Au-dessous de 14 ans	10	kilogrammes
De 14 ou 15 ans	15	—
De 16 ou 17 ans	20	—
Filles ou femmes :		
Au-dessous de 14 ans	5	—
De 14 ou 15 ans	8	—
De 16 ou 17 ans	10	—
De 18 ans et au-dessus	25	—

2° *Transport par wagonnets circulant sur voie ferrée.*

Garçons ou hommes :			
Au-dessous de 14 ans	300	kilogrammes	(véhicule compris)
De 14, 15, 16 ou 17 ans	500	—	—
Filles ou femmes :			
Au-dessous de 16 ans	150	—	—
De 16 ou 17 ans	300	—	—
De 18 ans et au-dessus	600	—	—

3° *Transport sur brouettes.*

Garçons ou hommes :		
De 14, 15, 16 ou 17 ans.....	40	kilogrammes (véhicule compris)
Filles ou femmes :		
De 18 ans et au-dessus.....	40	— —

4° *Transport sur véhicules à 3 ou 4 roues, dits « placières, pousseuses, pousse-à-main », etc.*

Garçons ou hommes :		
Au-dessous de 14 ans.....	35	kilogrammes (véhicule compris)
De 14, 15, 16 ou 17 ans.....	68	— —
Filles ou femmes :		
Au-dessous de 16 ans.....	35	— —
de 16 ans et au-dessus.....	60	— —

5° *Transport sur charrettes à bras à 2 roues, dites « haquets, brancards, charretons, voitures à bras », etc.*

Garçons ou hommes :		
De 14, 15, 16 ou 17 ans.....	130	kilogrammes (véhicule compris)
Filles ou femmes :		
De 18 ans et au-dessus.....	30	— —

6° *Transport sur tricycles porteurs à pédales.*

Garçons ou hommes :		
De 14 ou 15 ans.....	50	kilogrammes (véhicule compris)
De 16 à 17 ans.....	75	— —

Il est interdit de faire porter, pousser ou traîner une charge quelconque par des femmes dans les trois semaines qui suivent leurs couches. L'interdiction ne s'applique que lorsque l'intéressée a fait connaître au chef de l'établissement la date de ses couches.

Le transport sur brouettes et sur charrettes à bras à deux roues est interdit aux garçons de moins de quatorze ans ainsi qu'aux filles et femmes de moins de dix-huit ans.

Le transport sur tricycles porteurs à pédales est interdit aux garçons de moins de quatorze ans et aux femmes de tout âge.

HYGIÈNE ET SÉCURITÉ DES TRAVAILLEURS

(*Extrait du décret du* 10 *juillet* 1913.)

Art. 1er. — Les emplacements affectés au travail dans les établissements visés par l'article 1er de la loi du 12 juin 1893, modifiée par la loi du 11 juillet 1903, seront tenus en un état constant de propreté. — Le sol sera nettoyé à fond au moins une fois par jour avant l'ouverture

ou après la clôture du travail, mais jamais pendant le travail. — Ce nettoyage sera fait soit par un lavage, soit à l'aide de brosses ou de linges humides si les conditions de l'exploitation ou de la nature du revêtement du sol s'opposent au lavage. Les murs et les plafonds seront l'objet de fréquents nettoyages; les enduits seront refaits toutes les fois qu'il sera nécessaire.

Art. 3. — L'atmosphère des ateliers et de tous les autres locaux affectés au travail sera tenue constamment à l'abri de toute émanation provenant d'égouts, fosses, puisards, fosses d'aisances ou de toute autre source d'infection. — Dans les établissements qui déverseront les eaux résiduaires ou de lavage dans un égout public ou privé, toute communication entre l'égout et l'établissement sera munie d'un intercepteur hydraulique fréquemment nettoyé et abondamment lavé au moins une fois par jour. — Les éviers seront formés de matériaux imperméables et bien joints; ils présenteront une pente dans la direction du tuyau d'écoulement et seront aménagés de façon à ne dégager aucune odeur. Les travaux dans les puits, conduites de gaz, canaux de fumée, fosses d'aisances, cuves ou appareils quelconques pouvant contenir des gaz délétères ne seront entrepris qu'après que l'atmosphère aura été assainie par une ventilation efficace. Les ouvriers appelés à travailler dans ces conditions seront attachés par une ceinture de sûreté.

Art. 5. — Les locaux fermés affectés au travail ne seront jamais encombrés. Le cube d'air par personne employée ne pourra être inférieur à 7 mètres cubes. Pendant un délai de trois ans, à dater de la promulgation du présent décret, ce cube pourra n'être que de 6 mètres. — Le cube d'air sera de 10 mètres au moins par personne employée dans les laboratoires, cuisines, chais; il en sera de même dans les magasins, boutiques et bureaux ouverts au public. — Un avis affiché dans chaque local de travail indiquera sa capacité en mètres cubes. — Les locaux fermés affectés au travail seront largement aérés et, en hiver, convenablement chauffés. — Ils seront munis de fenêtres ou autres ouvertures à châssis mobiles donnant directement sur le dehors. L'aération sera suffisante pour empêcher une élévation exagérée de température. Ces locaux, leurs dépendances et notamment les passages et escaliers seront convenablement éclairés. — Les gardiens de chantiers devront disposer d'un abri et, pendant l'hiver, de moyens de chauffage.

Art. 6. — Les poussières ainsi que les gaz incommodes, insalubres ou toxiques seront évacués directement au dehors des locaux de travail au fur et à mesure de leur production. — Pour les buées, vapeurs, gaz, poussières légères, il sera installé des hottes avec cheminées d'appel ou tout autre appareil d'élimination efficace. — Pour les poussières déterminées par les meules, les batteurs, les broyeurs et tous autres appareils mécaniques, il sera installé, autour des appa-

reils, des tambours en communication avec une ventilation aspirante énergique. — Pour les gaz lourds, tels que les vapeurs de mercure, de sulfure de carbone, la ventilation aura lieu *per descensum* ; les tables ou appareils de travail seront mis en communication directe avec le ventilateur. — La pulvérisation des matières irritantes et toxiques ou autres opérations telles que le tamisage et l'embarillage de ces matières se feront mécaniquement en appareils clos. — L'air des ateliers sera renouvelé de façon à rester dans l'état de pureté nécessaire à la santé des ouvriers.

Art. 7. — Pour les industries désignées par arrêté ministériel, après avis du Comité consultatif des arts et manufactures, les vapeurs, les gaz incommodes et insalubres et les poussières seront condensés ou détruits.

Art. 9. — Pendant les interruptions de travail, l'air des locaux sera entièrement renouvelé.

Art. 10. — Les moteurs à vapeur, à gaz, les moteurs électriques, les roues hydrauliques, les turbines, ne seront accessibles qu'aux ouvriers affectés à leur surveillance. Ils seront isolés par des cloisons ou barrières de protection. — Les passages entre les machines, mécanismes, outils mus par ces moteurs auront une largeur d'au moins 80 centimètres : le sol des intervalles sera nivelé. — Les escaliers seront solides et munis de fortes rampes.

Art. 11. — Les monte-charges, ascenseurs, élévateurs seront guidés et disposés de manière que la voie de la cage du monte-charge et des contrepoids soit fermée ; que la fermeture du puits à l'entrée des divers étages ou galeries s'effectue automatiquement ; que rien ne puisse tomber du monte-charge dans le puits. — Pour les monte-charges destinés à transporter le personnel, la charge devra être calculée au tiers de la charge admise pour le transport de marchandises, et les monte-charges seront pourvus de freins, chapeaux, parachutes ou autres appareils préservateurs. — Les appareils de levage porteront l'indication du maximum de poids qu'ils peuvent soulever.

Art. 12. — Toutes les pièces saillantes mobiles et autres parties dangereuses des machines, et notamment les bielles, roues, volants, les courroies et câbles, les engrenages, les cylindres et cônes de friction ou tous autres organes de transmission qui seraient reconnus dangereux seront munis de dispositifs protecteurs, tels que gaines et chéneaux de bois ou de fer, tambours pour les courroies et les bielles, ou de couvre-engrenages, garde-mains, grillages. — Les machines-outils à instruments tranchants, tournant à grande vitesse, telles que machines à scier, fraiser, raboter, découper, hacher, les cisailles, coupe-chiffons et autres engins semblables seront disposés de telle sorte que les ouvriers ne puissent, de leur poste de travail, toucher involontairement les instruments tranchants. — Sauf le cas d'arrêt du moteur, le maniement des courroies sera toujours fait par le moyen de systèmes

tels que monte-courroie, porte-courroie, évitant l'emploi direct de la main. — On devra prendre autant que possible des dispositions telles qu'aucun ouvrier ne soit habituellement occupé à un travail quelconque dans le plan de rotation ou aux abords immédiats d'un volant, d'une meule ou de tout autre engin pesant et tournant à grande vitesse. — Toute meule tournant à grande vitesse devra être montée ou enveloppée de telle sorte qu'en cas de rupture, ses fragments soient retenus, soit par les organes de montage, soit par l'enveloppe. — Une inscription très apparente, placée auprès des volants, des meules et de tout autre engin pesant et tournant à grande vitesse, indiquera le nombre de tours par minute qui ne doit pas être dépassé.

Art. 13. — La mise en train et l'arrêt des machines devront être toujours précédés d'un signal convenu.

Art. 14. — L'appareil d'arrêt des machines motrices sera toujours placé sous la main des conducteurs qui dirigent ces machines, et en dehors de la zone dangereuse. — Les contremaîtres ou chefs d'atelier, les conducteurs de machines-outils, métiers, etc., auront à leur portée le moyen de demander l'arrêt des moteurs. — Chaque machine-outil, métier, etc., sera en outre installé et entretenu de manière à pouvoir être isolé par son conducteur de la commande qui l'actionne.

Art. 15. — Des dispositifs de sûreté devront être installés dans la mesure du possible pour le nettoyage et le graissage des transmissions et mécanismes en marche. — En cas de réparation d'un organe mécanique quelconque, son arrêt devra être assuré par un calage convenable de l'embrayage ou du volant ; il en sera de même pour les opérations de nettoyage qui exigent l'arrêt des organes mécaniques.

Art. 16. — § *a* (*Sorties*). — Les portes des ateliers, bureaux et magasins de dépôt, où séjournent plus de dix employés ou ouvriers et, quelle que soit l'importance du personnel, les portes des ateliers, magasins, bureaux où sont manipulées des matières inflammables, celles des magasins de vente, doivent s'ouvrir de dedans en dehors, soit qu'elles assurent la sortie sur les cours, vestibules, couloirs, escaliers et autres dégagements intérieurs, soit qu'elles donnent accès à l'extérieur. Dans ce dernier cas, la mesure n'est obligatoire que lorsqu'elle est jugée indispensable à la sécurité. En cas de différend entre les chefs d'établissement et l'inspection du travail, il est statué par décision du ministre du Travail. — Si les portes s'ouvrent sur un couloir ou un escalier, elles doivent être disposées de façon qu'une fois développées, elles ne soient en saillie sur ce dégagement que de leur épaisseur même. — Les sorties doivent être assez nombreuses pour permettre l'évacuation rapide de l'établissement, elles doivent être toujours libres et n'être jamais encombrées de marchandises, de matières en dépôts, ni d'objets quelconques. — Dans les établissements importants, des inscriptions bien visibles doivent indiquer le chemin vers la sortie la plus rapprochée. En outre, s'ils sont éclairés à la lumière électrique,

ils doivent comporter, en même temps, un éclairage de secours. — Dans les ateliers, magasins ou bureaux où sont manipulées des matières inflammables, aucun poste habituel de travail ne doit se trouver à plus de 10 mètres d'une sortie. Les portes de sortie qui ne servent pas habituellement de passage doivent, pendant les périodes de travail, pouvoir s'ouvrir très facilement de l'intérieur et être signalées par la mention « sortie de secours » inscrite en caractères bien visibles. — Dans les ateliers, magasins ou bureaux où sont manipulées des matières inflammables, si les fenêtres sont munies de grilles ou grillages, ces grilles ou grillages doivent pouvoir s'ouvrir très facilement de l'intérieur.

Art. 16. — § *b* (*Escaliers*). — Les escaliers desservant les locaux de travail sont construits en matériaux incombustibles, soit en bois hourdé de plâtre sur 3 centimètres au moins d'épaisseur, ou protégés par un revêtement d'une efficacité équivalente. — Le nombre de ces escaliers est calculé de manière que l'évacuation de tous les étages d'un corps de bâtiment contenant des ateliers puisse se faire immédiatement. — Tout escalier pouvant servir à assurer la sortie simultanée de vingt personnes au plus doit avoir une largeur minimum de 1 mètre ; cette largeur doit s'accroître de 15 centimètres pour chaque nouveau groupe du personnel employé, variant d'une à cinquante unités. — Une décision du ministre du Travail et de la Prévoyance sociale, prise après avis du Comité consultatif des Arts et Manufactures, peut toujours, si la sécurité l'exige, prescrire un nombre minimum de deux escaliers. — La largeur minimum des passages ménagés à l'intérieur des pièces et celle des couloirs conduisant aux escaliers doivent être déterminées d'après la règle établie ci-dessus pour les escaliers. — Ces passages et ces couloirs doivent être libres de tout encombrement de meubles, sièges, marchandises ou matériel.

Art. 17. — § *a* (*Eclairage et chauffage*). — Il est interdit d'employer, pour l'éclairage et le chauffage, aucun liquide émettant, au-dessous de 35°, des vapeurs inflammables, à moins que l'appareil contenant le liquide ne soit solidement fixé pendant le travail : la partie de cet appareil contenant le liquide doit être étanche, de manière à éviter tout suintement du liquide. Aux heures de présence du personnel, le remplissage des appareils d'éclairage ainsi que des appareils de chauffage à combustible liquide, soit dans les locaux de travail, soit dans les passages ou escaliers servant à la circulation, ne peut se faire qu'à la lumière du jour et à la condition qu'aucun foyer n'y soit allumé. — Les tuyaux de conduite amenant le gaz aux appareils d'éclairage et de chauffage doivent être soit en métal, soit enveloppés de métal, soit protégés efficacement par une matière incombustible. — Les flammes des appareils d'éclairage ou des appareils de chauffage portatifs devront être distantes de toute partie combustible de la construction, du mobilier ou des marchandises en dépôt d'au moins 1 mètre verti-

calement et d'au moins 30 centimètres latéralement ; des distances moindres pourront être tolérées en cas de nécessité en ce qui concerne les murs et plafonds, moyennant l'interposition d'un écran incombustible qui ne doit pas toucher la paroi à protéger. — Les appareils d'éclairage portatifs doivent avoir un support stable et solide. — Les appareils d'éclairage fixes ou portatifs doivent, si la nécessité en est reconnue, être pourvus d'un verre, d'un globe, d'un réseau de toile métallique ou de tout autre dispositif propre à empêcher la flamme d'entrer en contact avec des matières inflammables. — Tous les liquides inflammables, ainsi que les chiffons et cotons imprégnés de ces substances ou de substances grasses, doivent être enfermés dans des récipients métalliques, clos et étanches. — Ces récipients, ainsi que les gazomètres et les récipients pour l'huile, les essences et le pétrole lampant, doivent être placés dans des locaux séparés et jamais au voisinage des passages ou des escaliers. — Dans les établissements qui mettent en œuvre des courants électriques, les chefs d'établissement doivent, en outre, se conformer à toutes les prescriptions qui sont ou pourront être édictées par application de l'article 3 (1) de la loi du 12 juin 1893, modifiée par la loi du 11 juillet 1903, pour la sécurité dans les établissements visés par le présent alinéa.

§ *b* (*Consignes pour le cas d'incendie*). — Les chefs d'établissement doivent prendre les précautions nécessaires pour que tout commencement d'incendie puisse être rapidement et efficacement combattu, dans l'intérêt du sauvetage du personnel. — Une consigne affichée dans chaque local de travail indique le matériel d'extinction et de sauvetage qui doit s'y trouver et les manœuvres à exécuter en cas d'incendie, avec le nom des personnes désignées pour y prendre part. — La consigne doit prescrire des visites et essais périodiques destinés à constater que le matériel est en bon état et que le personnel est préparé à en faire usage. — Cette consigne sera communiquée à l'inspecteur du travail ; le chef d'établissement veillera à son exécution.

Art. 18. — Les ouvriers et ouvrières qui ont à se tenir près des machines doivent porter des vêtements ajustés et non flottants.

(1) Article codifié dans l'article 67 du livre II du Code du travail.

PARTIE COMMERCIALE

Liste, par spécialités, des principaux fournisseurs de l'industrie automobile.

(Voir les annonces aux pages indiquées.)

Pages.

Accumulateurs.

Aciers.

Aciers rapides.

Appareil de levage et de manutention.

Pages

Arbres.

Cie des Forges et Aciéries de la Marine et d'Homécourt (Cie de Saint-Chamond), 12, rue de la Rochefoucauld, Paris-IXe. 5
Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Baguette à braser.

Société des Plaques et Poudres a souder J. Laffitte, 102, avenue Parmentier, Paris-XIe..... garde II

Bielles.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8
Société Anonyme de Commentry-Fourchambault et Decazeville, 84, rue de Lille, Paris-VIIe..... 7

Boulons et écrous.

Ateliers Vve L. Paccard, 182, boulevard de la Villette, Paris-XIXe. 4

Brasurea.

Société des Plaques et Poudres a souder J. Laffitte, 102, avenue Parmentier, Paris-XIe..... garde II

Brevets d'invention.

Faber (Ch.), 11 *bis*, rue Blanche, Paris-IXe..... carton 2

Calibres.

Morin (H.), 11, rue Dulong, Paris-XVIIe..... garde I

Camions automobiles.

Marcel Sebin, 79, rue d'Angoulême, Paris-XIe..... carton 2

Chaînes.

Marcel Sebin, 79, rue d'Angoulême, Paris-XIe..... carton 2

Châssis.

Cie des Forges et Aciéries de la Marine et d'Homécourt (Cie de Saint-Chamond), 12, rue de la Rochefoucauld, Paris-IXe. 5

Pages.

Clapets

Clichés traits ou simili.

Décolletage.

Écoles spéciales.

Engrenages et pignons.

Essieux.

Estampage.

Étirage.

Pages

Feuillards en aciers ordinaires et spéciaux.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Fils électriques.

SOCIÉTÉ ANONYME DE COMMENTRY-FOURCHAMBAULT ET DECAZEVILLE, 84, rue de Lille, Paris-VIIe..... 7

Fils: corde à piano, fils cuivrés, fils supérieurs.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Fonderies de fontes.

SOCIÉTÉ ANONYME DE COMMENTRY-FOURCHAMBAULT ET DECAZEVILLE, 84, rue de Lille, Paris-VIIe..... 7

Fonte malléable.

Cie DES FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET D'HOMÉCOURT (Cie de Saint-Chamond), 12, rue de la Rochefoucauld, Paris-IXe. 5
SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIERS ET FORGES DE FIRMINY, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Forets en acier rapide.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIERS ET FORGES DE FIRMINY, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Fournitures générales pour usines.

MORIN (H.), 11, rue Dulong, Paris-XVIIe..... garde 1

Fraiseuses.

JACQUOT ET TAVERDON, 54, rue Regnault, Paris-XIIIe..... 2

Ingénieurs.

ÉCOLE DU GÉNIE CIVIL ET DE NAVIGATION, 152, avenue Wagram, Paris-XVIIe..... couvert. 1

Ingénieurs-Conseils.

FABER (Ch.), 11 *bis*, rue Blanche, Paris-IXe..... carton 2

Installations d'ateliers mécaniques.

DOUCE ET MOULIN, 64, rue Petit, Paris-XIXe..... 1

Pages.

Instruments de dessin.

DARNAY (F.), 1, rue Coypel, Paris-XIIIe ..... garde I
MORIN (H.), 11, rue Dulong, Paris-XVIIe..... garde I

Limes.

JACQUOT ET TAVERDON, 54, rue Regnault, Paris-XIIIe..... 2

Machines-outils diverses.

JACQUOT ET TAVERDON, 54, rue Regnault, Paris-XIIIe..... 2

Manomètres.

MORIN (H.), 11, rue Dulong, Paris-XVIIe..... garde I

Meubles à plans.

DARNAY (F.), 1, rue Coypel, Paris-XIIIe..... garde I

Mortaiseuses.

JACQUOT ET TAVERDON, 54, rue Regnault, Paris-XIIIe..... 2

Moteurs électriques.

S. K. F. COMPAGNIE D'APPLICATIONS MÉCANIQUES, 15, avenue de la Grande-Armée, Paris-XVIe ..... garde III

Outillage.

JACQUOT ET TAVERDON, 54, rue Regnault, Paris-XIIIe..... 2
SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIERS ET FORGES DE FIRMINY, 79, rue de Monceau, Paris-VIIIe..... 8

Paliers.

S. K. F. COMPAGNIE D'APPLICATIONS MÉCANIQUES, 15, avenue de la Grande-Armée, Paris-XVIe ..... garde III

Pâte à braser.

SOCIÉTÉ DES PLAQUES ET POUDRES A SOUDER J. LAFFITTE, 102, avenue Parmentier, Paris-XIe..... garde II

Photogravure.

SOCIÉTÉ ANONYME GILLOT, 6 *bis* et 8, rue de la Grotte, Paris-XVe. couv. 2

Pages.

Pièces détachées.

Pièces estampées.

Pièces de forge.

Plaques et poudres à braser.

Plaques et poudres à souder.

Ponts arrière.

Porte-plumes réservoir.

Poudre à tremper.

Raccords de chauffage central en fonte malléable.

Pages.

Ressorts.

Roues démontables.

Roulements à billes.

Soudure pour aluminium.

Soupapes.

Stéréotypie.

Tôles.

Trichromie.

Tours. — Imprimerie R. et P. DESLIS. — 25-9-1929.

"Duplex"

Rouleaux coniques

Roulements à Billes & à Rouleaux

S.M.G.

SOCIÉTÉ DE MÉCANIQUE DE GENNEVILLIERS

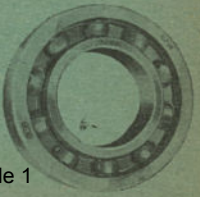
Société Anonyme au capital de 15.000.000 de francs.

40, Rue du Colisée, PARIS

Téléph. : ÉLYSÉES 43-51

Adr. Télégr. : MÉCAGENNE-PARIS.

USINE A GENNEVILLIERS



Carton 2

ARITHMÉTIQUE.

Proportions.

$$a : b :: c : d,\ \frac{a}{b} = \frac{c}{d},\ a = \frac{b \times c}{d},\ ad = bc,\ \frac{a \pm b}{b} = \frac{c \pm d}{d},$$

$$\frac{a \pm c}{b \pm d} = \frac{a}{b} = \frac{c}{d},\ \frac{a^n}{b^n} = \frac{c^n}{d^n},\ \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{b}} = \frac{\sqrt{c}}{\sqrt{d}}.$$

Progressions.

Progression arithmétique ou par différence. — La différence d'un terme quelconque avec le précédent est constante; cette différence prend le nom de *raison*. Soient a le premier terme; r, la raison; n, le nombre de termes.

On a : $a \,.\, a + r \,.\, a + 2r \,.\, a + 3r \ldots a + (n-1)\,r$

la valeur du dernier terme est : $t = a + (n-1)\,r$,

la somme des n premiers termes, $s = \dfrac{a+t}{2}\,n$

la raison de la progression formée en insérant m moyennes entre a et t :

$$r = \frac{t - a}{m + 1}.$$

Progression géométrique ou par quotient. — Le rapport d'un terme quelconque au précédent est constant; ce rapport prend le nom de *raison*. Soient a le premier terme; q, la raison; n, le nombre de termes.

On a :

$$a \,.\, aq \,.\, aq^2 \,.\, aq^3 \ldots aq^{n-1}$$

la valeur du dernier terme est $t = aq^{n-1}$

la somme des n premiers termes, $s = a\dfrac{q^n - 1}{q - 1}$

si la progression est croissante, et

$s = a\dfrac{1 - q^n}{1 - q}$ si la progression est décroissante ;

la raison de la progression formée en insérant m moyennes entre a et t,

$$q = \sqrt[m+1]{\frac{t}{a}}.$$

Sommes de quelques progressions. — La somme des n premiers nombres de 1 à n.

$$1 + 2 + 3 + 4 + \ldots + (n-1) + n = \frac{(1+n)\,n}{2}.$$

La somme des n premiers nombres impairs de 1 à $(2n-1)$,

$$1 + 3 + 5 + 7 + \ldots + (2n-3) + (2n-1) = n^2$$

La somme des n premiers nombres pairs jusqu'à $2n$,

$$2 + 4 + 6 + 8 + \ldots (2n-2) + 2n = (1+n)\,n,$$

La somme des carrés des n premiers nombres,

$$1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \ldots (n-1)^2 + n^2 = \frac{n\,(n+1)\,(2n+1)}{6}.$$

(C'est la formule qui permet de calculer les piles de boulets en forme de pyramide à base quadrangulaire.)

TRIGONOMÉTRIE

FORMULES GÉNÉRALES

$$\sin^2 a + \cos^2 a = 1.$$

$$\operatorname{tg} a = \frac{\sin a}{\cos a}$$

$$\operatorname{cotg} a = \frac{\cos a}{\sin a}$$

$$\sin(a+b) = \sin a \cos b + \sin b \cos a$$

$$\sin(a-b) = \sin a \cos b - \sin b \cos a$$

$$\cos(a+b) = \cos a \cos b - \sin a \sin b$$

$$\cos(a-b) = \cos a \cos b + \sin a \sin b$$

$$\operatorname{tg}(a+b) = \frac{\operatorname{tg} a + \operatorname{tg} b}{1 - \operatorname{tg} a \operatorname{tg} b}$$

$$\operatorname{tg}(a-b) = \frac{\operatorname{tg} a - \operatorname{tg} b}{1 + \operatorname{tg} a \operatorname{tg} b}$$

$$\sin 2a = 2 \sin a \cos a$$

$$\cos 2a = \cos^2 a - \sin^2 a$$

$$\operatorname{tg} 2a = \frac{2 \operatorname{tg} a}{1 - \operatorname{tg}^2 a}$$

$$\sin \frac{a}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos a}{2}}$$

$$\cos \frac{a}{2} = \sqrt{\frac{1 + \cos a}{2}}$$

$$\cos a + \cos b = 2 \cos \frac{a+b}{2} \cos \frac{a-b}{2},$$

$$\cos a - \cos b = -2 \sin \frac{a+b}{2} \sin \frac{a-b}{2},$$

$$\sin a + \sin b = 2 \sin \frac{a+b}{2} \cos \frac{a-b}{2},$$

$$\sin a - \sin b = 2 \cos \frac{a+b}{2} \sin \frac{a-b}{2}.$$

RÉSOLUTION DES TRIANGLES

Triangles rectangles

Données :

$$A = 90^\circ$$
$$b = a \sin B$$
$$c = a \sin C$$
$$a = \sqrt{b^2 + c^2}.$$

Premier cas. — On donne a et C.

$$\log b = \log a + \log \sin B$$
$$\log c = \log a + \log \sin C$$
$$B = 90^\circ - C.$$

Deuxième cas. — On donne a et c

Troisième cas. — On donne b et C.

Quatrième cas. — On donne b et c

Triangles obliquangles

$$a = \frac{b \sin A}{\sin B} = \frac{c \sin A}{\sin C}, \quad b = \frac{a \sin B}{\sin A} = \frac{c \sin B}{\sin C}, \quad c = \frac{a \sin C}{\sin A} = \frac{b \sin C}{\sin B}.$$

Premier cas. — On donne a, B et A.

$$C = 180 - (A + B)$$

$$\log c = \log a + \log \sin C - \log \sin A.$$
$$\log b = \log a + - \log \sin B - \log \sin A.$$

Deuxième cas. — On donne a, b et C : $\left\{ \frac{A+B}{2} = 90° - \frac{C}{2} \right.$

$$\log \operatorname{tg} \frac{(A-B)}{2} = \log (a-b) + \log \cot \frac{C}{2} - \log (a+b)$$

$$\log c = \log a + \log \sin C - \log \sin A.$$

Troisième cas. — On donne a, b et c $\quad [a+b+c=2p]$

$$\log \operatorname{tg} \frac{A}{2} = \frac{1}{2} [\log (p-b) + \log (p-c) - \log p - \log (p-a)]$$

$$\log \operatorname{tg} \frac{B}{2} = \frac{1}{2} [\log (p-a) + \log (p-c) - \log p - \log (p-b)]$$

$$\log \operatorname{tg} \frac{C}{2} = \frac{1}{2} [\log (p-a) + \log (p-b) - \log p - \log (p-c)]$$

Facteurs usuels

e = base des logarithmes népériens.

$$\mathrm{L}x = \frac{\log x}{\log e}$$

$e = 2{,}718282$, $\quad \log e = 0{,}43429$, $\quad \frac{1}{e} = 0{,}367879$, $\quad \frac{1}{\log e} = 2{,}30259$

π, rapport de la circonférence au diamètre.

$\pi = 3{,}141592$	$\log \pi = 0{,}49715$	$\frac{1}{\pi} = 0{,}318310$	$\log \frac{1}{\pi} = \bar{1}{,}50285$
$\pi^2 = 9{,}869604$	$\log \pi^2 = 0{,}99430$	$\frac{1}{\pi^2} = 0{,}101321$	$\log \frac{1}{\pi^2} = \bar{1}{,}00570$
$\pi^3 = 31{,}006276$	$\log \pi^3 = 1{,}49145$	$\frac{1}{\pi^3} = 0{,}032252$	$\log \frac{1}{\pi^3} = \bar{2}{,}50855$
$\sqrt{\pi} = 1{,}772454$	$\log \sqrt{\pi} = 0{,}24857$	$\sqrt[3]{\pi} = 1{,}464592$	$\log \sqrt[3]{\pi} = 0{,}16572$
$\frac{2}{\pi} = 0{,}636620$	$\frac{\pi}{2} = 1{,}570796$	$\frac{3}{\pi} = 0{,}954929$	$\frac{\pi}{3} = 1{,}047197$

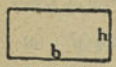
g, accélération d'un corps qui tombe dans le vide.

Valeur de g à Paris 9,80896 ou plus simplement 9,809 ; au pôle, 9,831 ; à l'équateur, 9,781 ; à Rome, 9,803.

$g = 9{,}80896$	$\log g = 0{,}99162$	$g^2 = 96{,}21569$	$\log g^2 = 1{,}98324$
$\frac{1}{g} = 0{,}10194$	$\log \frac{1}{g} = \bar{1}{,}00838$	$\frac{1}{g^2} = 0{,}01039$	$\log \frac{1}{g^2} = \bar{2}{,}01675$
$2g = 19{,}61792$	$\log 2g = 1{,}29265$	$\sqrt{g} = 3{,}13193$	$\log \sqrt{g} = 0{,}49581$
$\frac{1}{2g} = 0{,}05097$	$\log \frac{1}{2g} = \bar{2}{,}70735$	$\frac{1}{\sqrt{g}} = 0{,}31929$	$\log \frac{1}{\sqrt{g}} = \bar{1}{,}50419$
$2\sqrt{g} = 6{,}26386$	$\log 2\sqrt{g} = 0{,}79684$	$\sqrt{2g} = 4{,}42921$	$\log \sqrt{2g} = 0{,}64633$

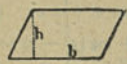
GÉOMÉTRIE

SURFACES



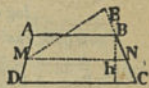
Rectangle

bh



Parallélogramme

bh



Trapèze

$$\frac{AB + CD}{2} \times h = MN \times h$$

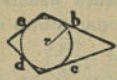
ou bien

$$BC \times ME$$

Quadrilatère inscriptible

$$\sqrt{(p-a)(p-b)(p-c)(p-d)}$$

$$p = \frac{a+b+c+d}{2}$$

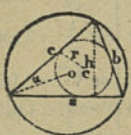


Quadrilatère circonscriptible

pr

Quadrilatère quelconque

$$\frac{1}{2}\, mn \sin \alpha$$



Triangle

$$p = \left(\frac{a+b+c}{2}\right)$$

1° $\frac{ah}{2}$

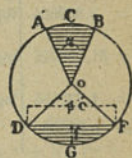
2° $\sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}$

3° $\frac{abc}{4\alpha}$

4° pr

Ellipse

πab



Cercle

$$\pi R^2 = \frac{\pi D^2}{4} = 0{,}785 D^2$$

Secteur circulaire

$$\frac{\text{arc ACB} \times R}{2} \text{ ou } \frac{\pi R^2 \alpha}{360}$$

α = *nombre de degrés de l'arc* ABC

Segment circulaire

$$\frac{\pi R^2 \beta}{360} - \frac{c}{2}(R - f)$$

β = nombre de degrés de l'arc DGF

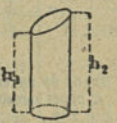
SURFACES (*suite*)

Polygones réguliers.

c, côté ; R. *rayon du cercle circonscrit ; n, nombre de côtés ; r, rayon du cercle inscrit ;* S, *surface du polygone.*
Somme des angles d'un polygone : 2 (*n* — 2) droits.

POLYGONES	R	*r*	*c*	S
Triangle.....	0.577 *c*	0.289 *c*	1.732 R ou 3.463 *r*	0.433 c^2 ou 1.299 R^2
Carré.....	0.707 *c*	0.300 *c*	1.414 R » 2.000 *r*	1.000 c^2 » 2.000 R^2
Pentagone....	0.851 *c*	0.688 *c*	1.176 R » 1.453 *r*	1.721 c^2 » 2.378 R^2
Hexagone	1.000 *c*	0.866 *c*	1.000 R » 1.155 *r*	2.598 c^2 » 2.598 R^2
Heptagone....	1.152 *c*	1.038 *c*	0.868 R » 0.963 *r*	3.634 c^2 » 2.736 R^2
Octogone.....	1.307 *c*	1.207 *c*	0.765 R » 0.828 *r*	4.828 c^2 » 2.828 R^2
Ennéagone....	1.462 *c*	1.374 *c*	0.684 R » 0.728 *r*	6.182 c^2 » 2.892 R^2
Décagone.....	1.618 *c*	1.539 *c*	0.618 R » 0.649 *r*	7.694 c^2 » 2.939 R^2
Endécagone...	1.775 *c*	1.710 *c*	0.563 R » 0.587 *r*	9.366 c^2 » 2.973 R^2
Dodécagone...	1.932 *c*	1.866 *c*	0.518 R » 0.536 *r*	11.19 c^2 » 3.000 R^2

Cylindre droit à base circulaire
aire latérale $= 2\pi Rh$
aire totale $= 2\pi R(R + h)$



Cylindre droit à section oblique
$S = \pi R(h_1 + h_2)$

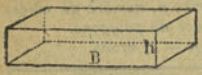
Cylindre quelconque
$S = Ch$
C = *circonférence de la section droite*
h = longueur des génératrices

Tronc de cône circulaire droit à bases parallèles
Aire latérale $= \pi l(R + r)$.

Cône droit à base circulaire
Aire latérale $= \pi Rl$
Aire totale $= \pi R(R + l)$

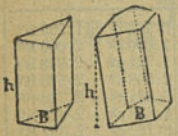
Sphère $4\pi R^2 = \pi D^2$
Zone sphérique $= 2\pi Rh$

VOLUMES



Parallélipipède rectangle

$V = B \times h$



Prisme droit ou oblique

$V = B \times h$

Pyramide

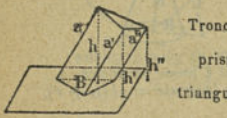
$V = \frac{1}{3} Bh$

Tronc de pyramide à bases parallèles

1° $V = \frac{1}{3} H(B + b + \sqrt{Bb})$

2° $V = \frac{BH}{3}(1 + k + k^2)$

(*k, rapport d'un côté de la petite base au côté homologue de la grande*)



Tronc de prisme triangulaire

1° $V = \frac{B}{3}(h + h' + h'')$

2° $V = S\left(\frac{a + a' + a''}{3}\right) = Sx$

S, *section droite*

x, *droite joignant les centres de gravité des deux bases*

Cylindre droit à base circulaire

$V = \pi R^2 H = BH$

Cylindre creux

$V = \pi H (R^2 - r^2)$

Onglet cylindrique

$V = \frac{2}{3} R^2 h$

Cône

$V = \frac{\pi R^2 H}{3}$

Tronc de cône

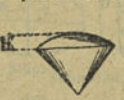
$V = \frac{\pi H}{3}(R^2 + r^2 + Rr)$

Tronc de cône de seconde espèce

$V = \frac{\pi H}{3}(R^2 + r^2 - Rr)$

Sphère $= \frac{4}{3} \pi R^3 = 4{,}189 R^3$

Sphère creuse $V = \frac{4}{3} \pi (R^3 - r^3)$



Secteur sphérique

$V = \frac{2}{3} \pi R^2 h$

Segment sphérique à une base de rayon AI

1° $V = \frac{1}{6} \pi h (h^2 + 3\overline{AI}^2)$

2° $V = \frac{1}{3} \pi h^2 (3R - h)$

Segment sphérique à deux bases de rayons a et b

$V = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2)$

Carrés, Cubes, Racines carrées, Racines cubiques Circonférences, Surfaces et Logarithmes des nombres ou diamètres de 1 à 105.

Nombres d	Carrés d^2	Cubes d^3	Racine carrée $\sqrt{d}$	Racine cubique $\sqrt[3]{d}$	Circonférence πd	Surface $\frac{1}{4}\pi d^2$	Logarith Log d
1	1	1	1.	1.	3,142	0,7854	0.0000
2	4	8	1.4142	1.2599	6,283	3,1416	0.3010
3	9	27	1.7321	1.4422	9,426	7,0686	0.4771
4	16	64	2.0000	1.5874	12,566	12,5664	0.6021
5	25	125	2.2361	1.7100	15,708	19,6350	0.6990
6	36	216	2.4495	1.8171	18,850	28,2743	0.7781
7	49	343	2.6458	1.9129	21,991	38,4845	0.8451
8	64	512	2.8284	2.0000	25.133	50,2655	0.9031
9	81	729	3.0000	2.0801	28,274	63,6173	0.9542
10	100	1000	3.1623	2.1544	31,416	78,5398	1.0000
11	121	1331	3.3166	2.2240	34,558	95,0332	1.0414
12	144	1728	3.4641	2.2894	37,699	113,097	1.0792
13	169	2197	3.6056	2.3513	40,841	132,732	1.1139
14	196	2744	3.7417	2.4101	43,982	153,938	1.1461
15	225	3375	3.8730	2.4662	47,124	176,715	1.1761
16	256	4096	4.0000	2.5198	50,265	201,062	1.2041
17	289	4913	4.1231	2.5713	53,407	226,980	1.2304
18	324	5832	4.2426	2.6207	56,549	254,469	1.2553
19	361	6859	4.3589	2.6684	59,690	283,529	1.2788
20	400	8000	4.4721	2.7144	62,832	314,159	1.3010
21	441	9261	4.5826	2.7589	65,973	346,361	1.3222
22	484	10648	4.6904	2.8020	69,115	380,133	1.3424
23	529	12167	4.7958	2.8439	72,257	415,476	1.3617
24	576	13824	4.8990	2.8845	75,398	452,389	1.3802
25	625	15625	5.0000	2.9240	78,540	490,874	1.3979
26	676	17576	5.0990	2.9625	81,681	530,929	1.4150
27	729	19683	5.1962	3.0000	84,823	572,555	1.4314
28	784	21952	5.2915	3.0366	87,965	615,752	1.4472
29	841	24389	5.3852	3.0723	91,106	660,520	1.4624
30	900	27000	5.4772	3.1072	94,248	706,858	1.4771
31	961	29791	5.5678	3.1414	97,389	754,768	1.4914
32	1024	32768	5.6569	3.1748	100,531	804,248	1.5051
33	1089	35937	5.7446	3.2075	103,673	855,299	1.5185
34	1156	39304	5.8310	3.2396	106,814	907,920	1.5315
35	1225	42875	5.9161	3.2711	109,956	962,113	1.5441

Nombres d	Carrés d^2	Cubes d^3	Racine carrée $\sqrt{d}$	Racine cubique $\sqrt[3]{d}$	Circonférence πd	Surface $\frac{1}{4}\pi d^2$	Logarith Log d
36	1296	46656	6.0000	3.3019	113,097	1017,88	1.5563
37	1369	50653	6.0828	3.3322	116,239	1075,21	1.5682
38	1444	54872	6.1644	3.3620	119,381	1134,11	1.5798
39	1521	59319	6.2450	3.3912	122,522	1194,59	1.5911
40	1600	64000	6.3246	3.4200	125,66	1256,64	1.6021
41	1681	68921	6.4031	3.4482	128,81	1320,25	1.6128
42	1764	74088	6.4807	3.4760	131,95	1385,44	1.6232
43	1849	79507	6.5574	3.5034	135,09	1452,20	1.6335
44	1936	85184	6.6332	3.5303	138,23	1520,53	1.6434
45	2025	91125	6.7082	3.5569	141,37	1590,43	1.6532
46	2116	97336	6.7823	3.5830	144,51	1661,90	1.6628
47	2209	103823	6.8557	3.6088	147,65	1734,94	1.6721
48	2304	110592	6.9282	3.6342	150,80	1809,56	1.6812
49	2401	117649	7.0000	3.6593	153,94	1885,74	1.6902
50	2500	125000	7.0711	3.6840	157,08	1963,50	1.6990
51	2601	132651	7.1414	3.7084	160,22	2042,82	1.7076
52	2704	140608	7.2111	3.7325	163,36	2123,72	1.7160
53	2809	148877	7.2801	3.7563	166,50	2206,18	1.7243
54	2916	157464	7.3485	3.7798	169,65	2290,22	1.7324
55	3025	166375	7.4162	3.8030	172,79	2375,83	1.7404
56	3136	175616	7.4833	3.8259	175,93	2463,01	1.7482
57	3249	185193	7.5498	3.8485	179,07	2551,76	1.7559
58	3364	195112	7.6158	3.8709	182,21	2642,08	1.7634
59	3481	205379	7.6811	3.8930	185,35	2733,97	1.7708
60	3600	216000	7.7460	3.9149	188,50	2827,43	1.7781
61	3721	226981	7.8102	3.9365	191,64	2922,47	1.7853
62	3844	238328	7.8740	3.9579	194,78	3019,07	1.7924
63	3969	250047	7.9373	3.9791	197,92	3117,25	1.7993
64	4096	262144	8.0000	4.0000	201,06	3216,99	1.8062
65	4225	274625	8.0623	4.0207	204,20	3318,31	1.8129
66	4356	287496	8.1240	4.0412	207,35	3421,19	1.8195
67	4489	300763	8.1854	4.0615	210,49	3525,65	1.8261
68	4624	314432	8.2462	4.0817	213,63	3631,68	1.8325
69	4761	328509	8.3066	4.1016	216,77	3739,28	1.8388
70	4900	343000	8.3666	4.1213	219,91	3848,45	1.8451

Nombres d	Carrés d^2	Cubes d^3	Racine carrée $\sqrt{d}$	Racine cubique $\sqrt[3]{d}$	Circonférence πd	Surface $\frac{1}{4}\pi d^2$	Logarith Log d
71	5041	357911	8.4261	4.1408	223,05	3959,19	1.8513
72	5184	373248	8.4853	4.1602	226,19	4071,50	1.8573
73	5329	389017	8.5440	4.1793	229,34	4185,39	1.8633
74	5476	405224	8.6023	4.1983	232,48	4300,84	1.8692
75	5625	421875	8.6603	4.2172	235,62	4417,86	1.8751
76	5776	438976	8.7178	4.2358	238,76	4536,46	1.8808
77	5929	456533	8.7750	4.2543	241,90	4656,63	1.8865
78	6084	474552	8.8318	4.2727	245,04	4778,36	1.8921
79	6241	493039	8.8882	4.2908	248,19	4901,67	1.8976
80	6400	512000	8.9443	4.3089	251,33	5026,55	1.9031
81	6561	531441	9.0000	4.3267	254,47	5153,00	1.9085
82	6724	551368	9.0554	4.3445	257.61	5281,02	1.9138
83	6889	571787	9.1104	4.3621	260,75	5410.61	1.9191
84	7056	592704	9.1652	4.3795	263,89	5541,77	1.9243
85	7225	614125	9.2195	4.3968	267,04	5674,50	1.9294
86	7396	636056	9.2736	4.4140	270,18	5808,80	1.9345
87	7569	658503	9.3274	4.4310	273,32	5944,68	1.9395
88	7744	681472	9.3808	4 4480	276,46	6082,12	1.9445
89	7921	704969	9.4340	4.4647	279,60	6221,14	1.9494
90	8100	729000	9.4868	4.4814	282,74	6361,73	1.9542
91	8281	753571	9.5394	4.4979	285,88	6503,88	1.9590
92	8464	778688	9.5917	4.5144	289,03	6647,61	1.9638
93	8649	804357	9.6437	4.5307	292,17	6792,91	1.9685
94	8836	830584	9.6954	4.5468	295,31	6939,78	1.9731
95	9025	857375	9.7468	4.5629	298,45	7088,22	1.9777
96	9216	884736	9.7980	4.5789	301,59	7238,23	1.9823
97	9409	912673	9.8489	4.5947	304,73	7389,81	1.9868
98	9604	941192	9.8995	4.6104	307,88	7542,96	1.9912
99	9801	970299	9.9499	4.6261	311,02	7697,69	1.9956
100	10000	1000000	10.0000	4.6416	314,16	7853,98	2.0000
101	10201	1030301	10.0498	4.6570	317,30	8011,85	2.0043
102	10404	1061208	10.0995	4.6723	320,44	8171,28	2.0086
103	10609	1092727	10.1488	4.6875	323,58	8332,29	2.0128
104	10816	1124864	10.1980	4 7026	326,73	8494,87	2.0170
105	11025	1157625	10.2469	4.7176	329,87	8659,01	2.0212

Arcs, Cordes, Flèches et Surfaces des segments pour R = 1.

Si R = r, la surface est proportionnelle à r^2.

Degrés	Arcs	Cordes	Flèches	Surfaces des segments	Degrés	Arcs	Cordes	Flèches	Surfaces des segments
1	0.0175	0.0175	0.00004	0.00000	46	0.8029	0.7815	0.0795	0.04175
2	0.0349	0.0349	0.00015	0.00000	47	0.8203	0.7975	0.0829	0.04448
3	0.0524	0.0524	0.00034	0.00001	48	0.8378	0.8135	0.0865	0.04731
4	0.0698	0.0698	0.00061	0.00003	49	0.8552	0.8294	0.0900	0.05025
5	0.0873	0.0872	0.00095	0.00006	50	0.8727	0.8452	0.0937	0.05331
6	0.1047	0.1047	0.00137	0.00010	51	0.8901	0.8610	0.0974	0.05649
7	0.1222	0.1221	0.00187	0.00015	52	0.9076	0.8767	0.1012	0.05978
8	0.1396	0.1395	0.00244	0.00023	53	0.9250	0.8924	0.1051	0.06319
9	0.1571	0.1569	0.00308	0.00032	54	0.9425	0.9080	0.1090	0.06673
10	0.1745	0.1743	0.00381	0.00044	55	0.9599	0.9235	0.1130	0.07039
11	0.1920	0.1917	0.00460	0.00059	56	0.9774	0.9389	0.1171	0.07417
12	0.2094	0.2091	0.00548	0.00076	57	0.9948	0.9543	0.1212	0.07808
13	0.2269	0.2264	0.00643	0.00097	58	1.0123	0.9696	0.1254	0.08212
14	0.2443	0.2437	0.00745	0.00121	59	1.0297	0.9848	0.1296	0.08629
15	0.2618	0.2611	0.00856	0.00149	60	1.0472	1.0000	0.1340	0.09059
16	0.2793	0.2783	0.00973	0.00181	61	1.0647	1.0151	0.1384	0.09502
17	0.2967	0.2956	0.01098	0.00217	62	1.0821	1.0301	0.1428	0.09958
18	0.3142	0.3129	0.01231	0.00257	63	1.0996	1.0450	0.1474	0.10428
19	0.3316	0.3301	0.01371	0.00302	64	1.1170	1.0598	0.1520	0.10911
20	0.3491	0.3473	0.01519	0.00352	65	1.1345	1.0746	0.1566	0.11408
21	0.3665	0.3645	0.01675	0.00408	66	1.1519	1.0893	0.1613	0.11919
22	0.3840	0.3816	0.01837	0.00468	67	1.1694	1.1039	0.1661	0.12443
23	0.4014	0.3987	0.02008	0.00535	68	1.1868	1.1184	0.1710	0.12982
24	0.4189	0.4158	0.02185	0.00607	69	1.2043	1.1328	0.1759	0.13535
25	0.4363	0.4329	0.02376	0.00686	70	1.2217	1.1472	0.1808	0.14102
26	0.4538	0.4499	0.02563	0.00771	71	1.2392	1.1614	0.1859	0.14683
27	0.4712	0.4669	0.02763	0.00862	72	1.2566	1.1756	0.1910	0.15279
28	0.4887	0.4838	0.02969	0.00961	73	1.2741	1.1896	0.1961	0.15889
29	0.5061	0.5008	0.03185	0.01067	74	1.2915	1.2036	0.2014	0.16514
30	0.5236	0.5176	0.03407	0.01180	75	1.3090	1.2175	0.2066	0.17154
31	0.5411	0.5345	0.03637	0.01301	76	1.3265	1.2313	0.2120	0.17808
32	0.5585	0.5512	0.03874	0.01429	77	1.3439	1.2450	0.2174	0.18477
33	0.5760	0.5680	0.04118	0.01566	78	1.3614	1.2586	0.2229	0.19160
34	0.5934	0.5847	0.04370	0.01711	79	1.3788	1.2722	0.2284	0.19859
35	0.6109	0.6014	0.04628	0.01864	80	1.3963	1.2856	0.2340	0.20573
36	0.6283	0.6180	0.04894	0.02027	81	1.4137	1.2989	0.2396	0.21301
37	0.6458	0.6346	0.05168	0.02198	82	1.4312	1.3121	0.2453	0.22045
38	0.6632	0.6511	0.05448	0.02378	83	1.4486	1.3252	0.2510	0.22804
39	0.6807	0.6676	0.05736	0.02568	84	1.4661	1.3383	0.2569	0.23578
40	0.6981	0.6840	0.06031	0.02767	85	1.4835	1.3512	0.2627	0.24367
41	0.7156	0.7004	0.06333	0.02976	86	1.5010	1.3640	0.2686	0.25171
42	0.7330	0.7167	0.06642	0.03195	87	1.5184	1.3767	0.2746	0.25990
43	0.7505	0.7330	0.06958	0.03425	88	1.5359	1.3893	0.2807	0.26825
44	0.7679	0.7492	0.07281	0.03664	89	1.5533	1.4018	0.2867	0.27675
45	0.7854	0.7654	0.07612	0.03915	90	1.5708	1.4142	0.2929	0.28540

Degrés	Arcs	Cordes	Flèches	Surfaces des segments	Degrés	Arcs	Cordes	Flèches	Surfaces des segments
91	1.5882	1.4265	0.2991	0.29420	136	2.3736	1.8544	0.6254	0.83949
92	1.6057	1.4387	0.3053	0.30316	137	2.3911	1.8608	0.6335	0.85455
93	1.6232	1.4507	0.3116	0.31226	138	2.4086	1.8672	0.6416	0.86971
94	1.6406	1.4627	0.3180	0.32152	139	2.4260	1.8733	0.6498	0.88497
95	1.6580	1.4746	0.3244	0.33093	**140**	2.4435	1.8794	0.6580	0.90034
96	1.6755	1.4863	0.3309	0.34050	141	2.4609	1.8853	0.6662	0.91580
97	1.6930	1.4979	0.3374	0.35021	142	2.4784	1.8910	0.6744	0.93135
98	1.7104	1.5094	0.3439	0.36008	143	2.4958	1.8966	0.6827	0.94700
99	1.7279	1.5208	0.3506	0.37009	144	2.5133	1.9021	0.6910	0.96274
100	1.7453	1.5321	0.3572	0.38026	**145**	2.5307	1.9074	0.6993	0.97858
101	1.7628	1.5432	0.3639	0.39058	146	2.5482	1.9126	0.7076	0.99449
102	1.7802	1.5543	0.3707	0.40104	147	2.5656	1.9176	0.7160	1.01050
103	1.7977	1.5652	0.3775	0.41166	148	2.5831	1.9225	0.7244	1.02658
104	1.8151	1.5760	0.3843	0.42242	149	2.6005	1.9273	0.7328	1.04275
105	1.8326	1.5867	0.3912	0.43334	**150**	2.6180	1.9319	0.7412	1.05900
106	1.8500	1.5973	0.3982	0.44439	151	2.6354	1.9363	0.7496	1.07532
107	1.8675	1.6077	0.4052	0.45560	152	2.6529	1.9406	0.7581	1.09171
108	1.8850	1.6180	0.4122	0.46695	153	2.6704	1.9447	0.7666	1.10818
109	1.9024	1.6282	0.4193	0.47844	154	2.6878	1.9487	0.7750	1.12472
110	1.9199	1.6383	0.4264	0.49008	**155**	2.7053	1.9526	0.7836	1.14132
111	1.9373	1.6483	0.4336	0.50187	156	2.7227	1.9563	0.7921	1.15799
112	1.9548	1.6581	0.4408	0.51379	157	2.7402	1.9598	0.8006	1.17472
113	1.9722	1.6678	0.4481	0.52586	158	2.7576	1.9632	0.8092	1.19151
114	1.9897	1.6773	0.4554	0.53807	159	2.7751	1.9665	0.8178	1.20835
115	2.0071	1.6868	0.4627	0.55041	**160**	2.7925	1.9696	0.8264	1.22525
116	2.0246	1.6961	0.4701	0.56289	161	2.8100	1.9726	0.8350	1.24221
117	2.0420	1.7053	0.4775	0.57551	162	2.8274	1.9754	0.8436	1.25921
118	2.0595	1.7143	0.4850	0.58827	163	2.8449	1.9780	0.8522	1.27626
119	2.0769	1.7233	0.4925	0.60116	164	2.8623	1.9805	0.8608	1.29335
120	2.0944	1.7321	0.5000	0.61418	**165**	2.8798	1.9829	0.8695	1.31049
121	2.1118	1.7407	0.5076	0.62734	166	2.8972	1.9851	0.8781	1.32766
122	2.1293	1.7492	0.5152	0.64063	167	2.9147	1.9871	0.8868	1.34487
123	2.1468	1.7576	0.5228	0.65404	168	2.9322	1.9890	0.8955	1.36212
124	2.1642	1.7659	0.5305	0.66759	169	2.9496	1.9908	0.9042	1.37940
125	2.1817	1.7740	0.5388	0.68125	**170**	2.9671	1.9924	0.9128	1.39671
126	2.1991	1.7820	0.5460	0.69505	171	2.9845	1.9938	0.9215	1.41404
127	2.2166	1.7899	0.5538	0.70897	172	3.0020	1.9951	0.9302	1.43140
128	2.2340	1.7976	0.5616	0.72301	173	3.0194	1.9963	0.9390	1.44878
129	2.2515	1.8052	0.5695	0.73716	174	3.0369	1.9973	0.9477	1.46617
130	2.2689	1.8126	0.5774	0.75144	**175**	3.0543	1.9981	0.9564	1.48359
131	2.2864	1.8199	0.5853	0.76584	176	3.0718	1.9988	0.9651	1.50101
132	2.3038	1.8271	0.5933	0.78034	177	3.0892	1.9993	0.9738	1.51845
133	2.3213	1.8341	0.6013	0.79497	178	3.1067	1.9997	0.9825	1.53589
134	2.3387	1.8410	0.6093	0.80970	179	3.1241	1.9999	0.9913	1.55334
135	2.3562	1.8478	0.6173	0.82454	**180**	3.1416	2.0000	1.0000	1.57080

Tangentes et cotangentes des angles de 0° à 90°.

Angle (1)	Tangente de (1) et cotangente de (3)	Angle (3)	Angle (1)	Tangente de (1) et cotangente de (3)	Angle (3)
0°	0,0000	90°	46°	1,0355	44
1	0,0174	89	47	1,0724	43
2	0,0349	88	48	1,1106	42
3	0,0524	87	49	1,1504	41
4	0,0699	86	50	1,1918	40
5	0,0875	85	51	1,2349	39
6	0,1051	84	52	1,2799	38
7	0,1228	83	53	1,3270	37
8	0,1405	82	54	1,3764	36
9	0,1584	81	55	1,4281	35
10	0,1763	80	56	1,4826	34
11	0,1944	79	57	1,5399	33
12	0,2126	78	58	1,6003	32
13	0,2309	77	59	1,6643	31
14	0,2493	76	60	1,7321	30
15	0,2679	75	61	1,8040	29
16	0,2867	74	62	1,8807	28
17	0,3057	73	63	1,9626	27
18	0,3249	72	64	2,0503	26
19	0,3443	71	65	2,1445	25
20	0,3640	70	66	2,2460	24
21	0,3839	69	67	2,3559	23
22	0,4040	68	68	2,4751	22
23	0,4245	67	69	2,6051	21
24	0,4452	66	70	2,7475	20
25	0,4663	65	71	2,9042	19
26	0,4877	64	72	3,0777	18
27	0,5095	63	73	3,2709	17
28	0,5317	62	74	3,4874	16
29	0,5543	61	75	3,7321	15
30	0,5774	60	76	4,0108	14
31	0,6009	59	77	4,3315	13
32	0,6249	58	78	4,7046	12
33	0,6494	57	79	5,1446	11
34	0,6745	56	80	5,6713	10
35	0,7002	55	81	6,3138	9
36	0,7265	54	82	7,1154	8
37	0,7536	53	83	8,1443	7
38	0,7813	52	84	9,5144	6
39	0,8098	51	85	11,4301	5
40	0,8391	50	86	14,3007	4
41	0,8693	49	87	19,0811	3
42	0,9004	48	88	28,6362	2
43	0,9325	47	89	57,2900	1
44	0,9657	46	90	infini	0
45	1,0000	45			

Sinus et cosinus des angles de 0° à 90°.

Angle (1)	Sinus de (1) et cosinus de (3)	Angle (3)	Angle (1)	Sinus de (1) et cosinus de (3)	Angle (3)
0°	0,0000	90°	46°	0,7193	44°
1	0,0174	89	47	0,7314	43
2	0,0349	88	48	0,7431	42
3	0,0523	87	49	0,7547	41
4	0,0698	86	50	0,7660	40
5	0,0872	85	51	0,7771	39
6	0,1045	84	52	0,7880	38
7	0,1219	83	53	0,7986	37
8	0,1392	82	54	0,8090	36
9	0,1564	81	55	0,8192	35
10	0,1736	80	56	0,8290	34
11	0,1908	79	57	0,8387	33
12	0,2079	78	58	0,8480	32
13	0,2250	77	59	0,8572	31
14	0,2419	76	60	0,8660	30
15	0,2588	75	61	0,8746	29
16	0,2756	74	62	0,8829	28
17	0,2924	73	63	0,8910	27
18	0,3090	72	64	0,8988	26
19	0,3256	71	65	0,9063	25
20	0,3420	70	66	0,9135	24
21	0,3584	69	67	0,9205	23
22	0,3746	68	68	0,9272	22
23	0,3907	67	69	0,9336	21
24	0,4067	66	70	0,9397	20
25	0,4226	65	71	0,9455	19
26	0,4384	64	72	0,9511	18
27	0,4540	63	73	0,9563	17
28	0,4695	62	74	0,9613	16
29	0,4848	61	75	0,9659	15
30	0,5000	60	76	0,9703	14
31	0,5150	59	77	0,9744	13
32	0,5299	58	78	0,9781	12
33	0,5446	57	79	0,9816	11
34	0,5592	56	80	0,9848	10
35	0,5736	55	81	0,9877	9
36	0,5878	54	82	0,9903	8
37	0,6018	53	83	0,9925	7
38	0,6157	52	84	0,9945	6
39	0,6293	51	85	0,9962	5
40	0,6428	50	86	0,9976	4
41	0,6561	49	87	0,9986	3
42	0,6691	48	88	0,9994	2
43	0,6820	47	89	0,9998	1
44	0,6947	46	90	1,0000	0
45	0,7071	45			

Intérêts composés.

Valeur, à la fin de *n* années, de 1 franc placé à intérêt composé.

Nombre d'années *n*	TAUX DE L'INTÉRÊT					
	T = 5	T = 6	T = 7	T = 8	T = 10	T = 12
	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.
1	1.050	1.060	1.070	1.080	1.100	1.120
2	1.102	1.123	1.144	1.166	1.210	1.254
3	1.157	1.191	1.225	1.259	1.331	1.405
4	1.215	1.262	1.310	1.360	1.464	1.573
5	1.276	1.338	1.402	1.469	1.610	1.762
6	1.340	1.418	1.500	1.586	1.771	1.974
7	1.407	1.503	1.605	1.713	1.948	2.210
8	1.477	1.593	1.718	1.850	2.143	2.475
9	1.551	1.689	1.838	1.999	2.357	2.773
10	1.628	1.790	1.967	2.158	2.593	3.106
11	1.710	1.898	2.104	2.331	2.853	3.478
12	1.795	2.012	2.252	2.518	3.138	3.896
13	1.885	2.132	2.409	2.719	3.452	4.363
14	1.979	2.260	2.578	2.937	3.797	4.887
15	2.078	2.396	2.759	3.172	4.177	6.473
16	2.182	2.540	2.952	3.425	4.954	6.130
17	2.292	2.692	3.158	3.700	5.054	6.866
18	2.406	2.854	3.379	3.996	5.559	7.690
19	2.526	3.025	3.616	4.315	6.115	8.612
20	2.653	3.207	3.869	4.660	6.727	9.642
21	2.785	3.399	4.140	5.033	7.400	10.804
22	2.925	3.603	4.430	5.436	8.140	12.100
23	3.071	3.819	4.740	5.871	8.954	13.552
24	3.225	4.048	5.072	6.341	9.849	15.178
25	3.386	4.291	5.247	6.848	10.834	17.000
26	3.555	4.549	5.807	7.396	11.918	19.040
27	3.733	4.822	6.213	7.988	13.109	21.325
28	3.920	5.111	6.648	8.627	14.420	23.884
29	4.116	5.418	7.114	9.317	15.863	26.750
30	4.321	5.743	7.612	10.062	17.449	29.960
31	4.538	6.088	8.145	10.867	19.194	33.555
32	4.764	6.453	8.715	11.737	21.113	37.581
33	5.003	6.840	9.325	12.676	23.225	42.091
34	5.253	7.251	9.978	13.690	25.547	47.142

Exemple. — Quel est, au bout de 22 ans, le capital produit par 1.200 francs placés à intérêts composés au taux de 6 0/0 par an ?

Le nombre 3,603, qui correspond à $n = 22$ et à $T = 6$, est la valeur de 1 franc au bout de 22 ans. En le multipliant par 1.200, on trouve 4.323 fr. 60 qui est la valeur de 1.200 francs au bout de 22 ans.

Amortissement

Temps nécessaire pour opérer l'amortissement d'un capital.

TAUX t de l'amortissement	TAUX DE L'INTÉRÊT									
	T = 5		T = 6		T = 8		T = 10		T = 12	
	Ans	Jours	Ans	Jours	Ans	Jours	Ans	Jours	Ans	Jours
0.001	80	214	70	201	57	36	48	152	42	114
0.002	66	284	58	341	48	91	41	91	36	99
0.0025	62	146	55	88	45	156	38	347	34	123
0.003	58	317	52	91	43	51	37	36	32	277
0.004	53	126	47	213	39	201	34	66	30	108
0.005	49	54	44	7	36	293	31	340	28	145
0.006	45	285	41	56	34	215	30	47	26	311
0.007	42	359	38	279	32	268	28	220	25	207
0.0075	41	273	37	259	31	322	27	337	25	0
0.008	40	220	36	266	31	57	27	110	24	167
0.009	38	197	34	350	29	278	26	61	23	178
0.01	36	265	33	144	28	201	25	58	22	228
0.011	35	40	32	1	27	164	24	92	21	309
0.012	33	241	30	274	26	169	23	156	21	57
0.0125	32	361	30	61	26	2	23	19	20	299
0.013	32	126	29	224	25	120	22	257	20	187
0.014	31	55	28	210	24	182	22	12	19	335
0.015	30	20	27	227	23	354	21	134	19	140
0.016	29	16	26	271	23	101	20	284	18	318
0.017	28	40	25	338	22	228	20	90	18	148
0.0175	27	244	25	197	22	115	19	352	18	68
0.018	27	88	25	60	22	7	19	262	17	350
0.019	26	158	24	167	21	164	19	85	17	202
0.02	25	247	23	289	20	329	18	288	17	61
0.0225	23	359	22	109	19	253	17	281	16	103
0.025	22	189	21	1	18	233	16	319	15	184
0.0275	21	86	19	316	17	257	16	34	14	296
0.03	20	38	18	312	16	318	15	139	14	73
0.0325	19	34	17	347	16	82	14	296	13	231
0.035	18	68	17	50	15	208	14	95	13	54
0.0375	17	133	16	145	14	334	13	254	12	239
0.04	16	227	15	265	14	100	13	52	12	84

Exemple. — Quel est le temps nécessaire pour amortir un capital, le taux de l'amortissement t étant de 2 0/0 ou 0,02, et le taux de l'intérêt T, 5 0/0 ?

En lisant sur la table le nombre qui se trouve dans la colonne verticale T = 5 et dans la colonne horizontale 0,02, on trouve 25 ans 247 jours.

Valeur actuelle de 1 franc payable à la fin de n années.

Nombre d'années n	TAUX DE L'INTÉRÊT T=5	T=6	T=8	T=10	T=12
	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.
1	0.952	0.934	0.925	0.909	0.893
2	0.907	0.889	0.857	0.826	0.797
3	0.863	0.839	0.793	0.751	0.712
4	0.822	0.792	0.735	0.683	0.636
5	0.783	0.747	0.680	0.620	0.567
6	0.746	0.704	0.630	0.564	0.507
7	0.710	0.665	0.583	0.513	0.452
8	0.676	0.627	0.540	0.466	0.404
9	0.644	0.591	0.500	0.424	0.361
10	0.613	0.558	0.463	0.385	0.322
11	0.584	0.526	0.428	0.350	0.287
12	0.556	0.496	0.397	0.318	0.257
13	0.530	0.468	0.367	0.289	0.229
14	0.505	0.442	0.340	0.263	0.205
15	0.481	0.417	0.315	0.239	0.183
16	0.458	0.393	0.291	0.217	0.163
17	0.436	0.371	0.270	0.197	0.146
18	0.415	0.350	0.250	0.179	0.130
19	0.395	0.330	0.231	0.163	0.116
20	0.376	0.311	0.214	0.148	0.104
21	0.358	0.294	0.198	0.135	0.093
22	0.341	0.277	0.183	0.122	0.083
23	0.325	0.261	0.170	0.111	0.074
24	0.310	0.246	0.157	0.101	0.066
25	0.295	0.232	0.146	0.092	0.059
26	0.281	0.219	0.135	0.083	0.053
27	0.267	0.207	0.125	0.076	0.047
28	0.255	0.195	0.115	0.069	0.042
29	0.242	0.184	0.107	0.063	0.039
30	0.231	0.174	0.099	0.057	0.033
31	0.220	0.164	0.092	0.052	0.030
32	0.209	0.154	0.085	0.047	0.027
33	0.199	0.146	0.078	0.043	0.024
34	0.190	0.137	0.073	0.039	0.021
35	0.181	0.130	0.067	0.035	0.019

Exemple : Somme à payer actuellement pour se libérer de 4.000 francs exigibles dans 25 ans (taux 6 0/0).

0,232 est la valeur de 1 franc payable dans 25 ans, la somme cherchée est :

$4.000 \times 0,232 = 928$ francs.

Taux de l'amortissement nécessaire pour amortir un capital dans un nombre n d'années.

Nombre d'années n	TAUX DE L'INTÉRÊT T=5	T=6	T=8	T=10	T=12
	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
2	0.487	0.485	0.480	0.476	0.472
3	0.317	0.314	0.308	0.302	0.296
4	0.232	0.228	0.221	0.215	0.209
5	0.180	0.177	0.170	0.163	0.157
6	0.147	0.143	0.136	0.129	0.123
7	0.122	0.119	0.112	0.105	0.099
8	0.104	0.101	0.094	0.087	0.081
9	0.090	0.087	0.080	0.073	0.068
10	0.079	0.075	0.069	0.062	0.057
11	0.070	0.066	0.060	0.053	0.048
12	0.062	0.059	0.052	0.048	0.041
13	0.056	0.052	0.046	0.040	0.036
14	0.051	0.047	0.041	0.035	0.031
15	0.046	0.042	0.036	0.031	0.027
16	0.042	0.038	0.032	0.027	0.023
17	0.038	0.035	0.029	0.024	0.020
18	0.035	0.032	0.026	0.021	0.018
19	0.032	0.029	0.024	0.019	0.016
20	0.030	0.027	0.021	0.017	0.014
21	0.027	0.025	0.019	0.015	0.012
22	0.025	0.023	0.018	0.014	0.011
23	0.024	0.021	0.016	0.012	0.010
24	0.022	0.019	0.015	0.011	0.008
25	0.020	0.018	0.013	0.010	0.007
26	0.019	0.016	0.012	0.009	0.007
27	0.018	0.015	0.011	0.008	0.006
28	0.017	0.014	0.010	0.007	0.005
29	0.016	0.013	0.009	0.006	0.005
30	0.015	0.012	0.008	0.006	0.004
31	0.014	0.011	0.008	0.005	0.004
32	0.013	0.011	0.007	0.005	0.003
33	0.012	0.010	0.006	0.004	0.003
34	0.011	0.009	0.006	0.004	0.003
35	0.011	0.008	0.005	0.003	0.002

Exemple : Taux d'amortissement nécessaire pour amortir un capital dans 30 ans au taux de 5 0/0.

Pour $n = 30$, et $T = 5$ on trouve 0,015, le taux cherché est donc 1,50 0/0 du capital.

Annuités au moyen desquelles l'on peut amortir un capital de 1 franc.

Nombre d'années n	TAUX DE L'INTÉRÊT									
	3	3 1/2	4	4 1/2	5	6	7	8	10	12
1	1.030	1.035	1.040	1.045	1.050	1.060	1.070	1.080	1.100	1.120
2	0.522	0.526	0.530	0.533	0.537	0.545	0.553	0.560	0.576	0.592
3	0.353	0.356	0.360	0.363	0.367	0.374	0.381	0.388	0.402	0.416
4	0.269	0.272	0.275	0.278	0.282	0.288	0.295	0.301	0.315	0.329
5	0.218	0.221	0.224	0.227	0.230	0.237	0.243	0.250	0.263	0.277
6	0.184	0.187	0.190	0.193	0.197	0.203	0.209	0.216	0.229	0.243
7	0.160	0.163	0.166	0.169	0.172	0.179	0.185	0.192	0.205	0.219
8	0.142	0.145	0.148	0.151	0.154	0.161	0.167	0.174	0.187	0.201
9	0.128	0.131	0.134	0.137	0.140	0.147	0.153	0.160	0.173	0.188
10	0.117	0.120	0.123	0.126	0.129	0.135	0.142	0.149	0.162	0.177
11	0.108	0.111	0.114	0.117	0.120	0.126	0.133	0.140	0.153	0.168
12	0.100	0.103	0.106	0.109	0.112	0.119	0.125	0.132	0.146	0.161
13	0.0940	0.0970	0.100	0.103	0.106	0.112	0.119	0.126	0.140	0.156
14	0.0885	0.0915	0.0946	0.0978	0.101	0.107	0.114	0.121	0.135	0.151
15	0.0837	0.0868	0.0899	0.0931	0.0963	0.102	0.109	0.116	0.124	0.147
16	0.0796	0.0826	0.0858	0.0890	0.0922	0.0989	0.105	0.112	0.127	0.143
17	0.0759	0.0790	0.0821	0.0854	0.0886	0.0954	0.102	0.109	0.124	0.140
18	0.0727	0.0758	0.0789	0.0822	0.0855	0.0923	0.099	0.106	0.121	0.138
19	0.0698	0.0729	0.0761	0.0794	0.0827	0.0896	0.0967	0.104	0.119	0.136
20	0.0672	0.0603	0.0735	0.0768	0.0802	0.0871	0.0943	0.101	0.117	0.134
21	0.0648	0.0680	0.0712	0.0746	0.0779	0.0850	0.0922	0.099	0.115	0.132
22	0.0627	0.0659	0.0691	0.0725	0.0759	0.0830	0.0904	0.0980	0.114	0.131
23	0.0608	0.0640	0.0673	0.0706	0.0741	0.0812	0.0887	0.0964	0.112	0.130
24	0.0590	0.0622	0.0655	0.0689	0.0724	0.0796	0.0796	0.0949	0.111	0.128
25	0.0574	0.0606	0.0640	0.0674	0.0709	0.0782	0.0858	0.0936	0.110	0.127
26	0.0559	0.0592	0.0625	0.0660	0.0695	0.0769	0.0845	0.0925	0.109	0.127
27	0.0545	0.0578	0.0612	0.0647	0.0682	0.0756	0.0834	0.0914	0.108	0.126
28	0.0532	0.0566	0.0600	0.0635	0.0671	0.0745	0.0823	0.0904	0.107	0.125
29	0.0521	0.0554	0.0588	0.0624	0.0660	0.0735	0.0814	0.0896	0.106	0.125
30	0.0510	0.0543	0.0578	0.0613	0.0650	0.0726	0.0805	0.0888	0.106	0.124
31	0.0499	0.0533	0.0568	0.0604	0.0641	0.0717	0.0797	0.0881	0.104	0.124
32	0.0490	0.0524	0.0559	0.0595	0.0632	0.0710	0.0790	0.0874	0.104	0.123
33	0.0481	0.0515	0.0551	0.0587	0.0624	0.0702	0.0784	0.0868	0.104	0.123
34	0.0473	0.0507	0.0543	0.0579	0.0617	0.0695	0.0777	0.0863	0.104	0.123
35	0.0465	0.0499	0.0535	0.0572	0.0610	0.0689	0.0772	0.0858	0.103	0.122

Exemple. — Avec quelle annuité pourra-t-on amortir en 30 ans un capital placé à 5 0/0 ?

Le nombre qui correspond à $n = 30$ et à $T = 5$ dans le tableau précédent est 0,065 ; donc on devra payer 0,065 du capital pour l'amortir en 30 ans. Ce nombre correspond exactement à l'exemple de la page précédente.

Tables de transformation.

Pentes métriques en degrés d'inclinaison.

Pente métrique	Degrés d'inclinaison	Pente métrique	Degrés d'inclinaison
0m,005	0°17'10"	0m,080	4°34'30"
0 ,010	0 35 0	0 ,085	4 51 30
0 ,015	0 51 30	0 ,090	5 8 30
0 ,020	1 8 40	0 ,095	5 25 30
0 ,025	1 26 0	0 ,100	5 42 30
0 ,030	1 43 01	0 ,105	5 50 30
0 ,035	2 0 20	0 ,110	6 16 30
0 ,040	2 17 30	0 ,115	6 33 40
0 ,045	2 34 40	0 ,120	6 50 30
0 ,050	2 51 40	0 ,125	7 7 30
0 ,055	3 8 50	0 ,130	7 24 20
0 ,060	3 26 0	0 ,135	7 41 20
0 ,065	3 43 10	0 ,140	7 58 10
0 ,070	4 0 20	0 ,145	8 15 5
0 ,075	4 17 20	0 ,150	8 31 50

Fractions ordinaires en fractions décimales (racines carrées et cubiques).

Fractions ordinaires	Fractions décimales	Racines carrées	Racines cubiques	Fractions ordinaires	Fractions décimales	Racines carrées	Racines cubiques
1/3	0,333	0.577	0.693	1/8	0,125	0.354	0.500
2/3	0,666	0.816	0.874	3/8	0,375	0.612	0.721
1/4	0,250	0.500	0.630	5/8	0,625	0.791	0.855
3/4	0,750	0.866	0.909	7/8	0,875	0.935	0.956
1/6	0,166	0.408	0.550	1/9	0,111	0.333	0.481
5/6	0,833	0.913	0.941	2/9	0,222	0.471	0.606
1/7	0,143	0.378	0.523	4/9	0,444	0.667	0.763
2/7	0,286	0.535	0.659	5/9	0,555	0.745	0.822
3/7	0,428	0.655	0.754	7/9	0,777	0.882	0.920
4/7	0,571	0.756	0.830	1/12	0,083	0.289	0.437
5/7	0,714	0.845	0.894	5/12	0,416	0.645	0.747
6/7	0,857	0.926	0.950	7/12	0,583	0.764	0.836

Degrés d'inclinaison en pentes métriques.

Degrés d'inclinaison	Pente métrique	Degrés d'inclinaison	Pente métrique
0°15	0,00436	10°	0,17633
0 30	0,00873	12	0,21256
0 45	0,01309	14	0,24933
0 60	0,01746	16	0,28675
1 30	0,02618	18	0,32492
2	0,03492	20	0,36397
2 30	0,04366	22	0,40403
3	0,05241	24	0,44523
3 30	0,06116	26	0,48773
4	0,06993	28	0,53171
4 30	0,07870	30	0,57735
5	0,08749	32	0,62487
6	0,10510	34	0,67451
7	0,12278	36	0,72654
8	0,14054	38	0,78120
9	0,15838	40	0,83910

Litres par seconde en litres par minute, en mètres cubes par heure et récipt.

Litres par seconde	Litres par minute	Mètres cubes par heure	Litres par minute	Litres par seconde	Mètres cubes par heure	Mètres cubes par heure	Litres par minute	Litres par seconde
1	60	3.600	1	0.016	0.060	1	16.66	0.277
2	120	7.200	2	0.033	0.120	1	33 33	0.555
3	180	10.800	3	0.050	0.180	3	50.00	0.833
4	240	14.400	4	0.066	0.240	4	66.66	1.111
5	300	18.000	5	0.083	0.300	5	83.33	1.388
6	360	21.600	6	0.100	0.360	6	100.00	1.666
7	420	25.200	7	0.116	0.420	7	116.66	1.944
8	480	28.800	8	0 133	0.480	8	133.33	2.222
9	540	32.400	9	0.150	0.540	9	150.00	2.500

MESURES

Décret pris en vertu de la loi du 2 avril 1919.

LE PRÉSIDENT DE LA RÉPUBLIQUE FRANÇAISE,

Sur le rapport du Ministre du Commerce, de l'Industrie, des Postes et des Télégraphes, du Ministre des Affaires Etrangères, du Ministre de l'Intérieur et du Ministre des Colonies;

Vu la loi du 2 avril 1919 sur les unités de mesure, et notamment les paragraphes 3, 4 et 5 de l'article 2 de ladite loi ..... décrète :

Article 1. — Les unités secondaires de mesure se subdivisent en unités géométriques, de masse, de temps, mécaniques, électriques, calorifiques, optiques ; ces unités sont énumérées et définies au tableau qui suit.

Art. 2. — Sont autorisés à titre provisoire l'emploi et la dénomination des unités géométriques et mécaniques ci-après :

Longueur : le mille marin = 1.852 m. — *Force* : kilogramme-poids ou kilogramme force = 0,98 centisthène. — *Energie* : le kilogrammètre = 9,8 joules. — *Puissance* : cheval-vapeur = 75 kilogrammètres par seconde ou 0,735 kilowatt et poncelet = 100 kilogrammètres par seconde ou 0,98 kilowatt. — *Pression* : kilogramme force par centimètre carré = 0,98 hectopièze.

Art. 3. — Pour la France, les Colonies et pays français de protectorat, les étalons légaux du *mètre* et du *kilogramme* sont la copie n° 8 du mètre international et la copie n° 35 du kilogramme international déposées au Conservatoire national des Arts et Métiers.

Art. 4. — Un arrêté ministériel fixera les règles à suivre pour la conservation des étalons des unités principales et secondaires.

Art. 5. — Est approuvé, pour être annexé au présent décret, le tableau général des unités légales de mesure, dressé en exécution de la loi du 2 avril 1919.

Art. 6. — Est approuvée, pour être annexée au présent décret, la table de correspondance des degrés Baumé et des densités dressée par la Commission de Métrologie usuelle et approuvée par le Bureau National des Poids et Mesures et l'Académie des Sciences.

Art. 7. — Le Ministre du Commerce, de l'Industrie, des Postes et des Télégraphes, le Ministre des Affaires Etrangères, le Ministre de l'Intérieur, le Ministre des Colonies sont chargés, chacun en ce qui le concerne, de l'exécution du présent décret.

Fait à Paris, le 26 juillet 1919. R. POINCARÉ.

ANNEXE I

Tableau général des unités commerciales et industrielles

Tableau des multiples et sous-multiples décimaux

Puissance de 10 par laquelle est multipliée l'unité.		Préfixe à mettre avant le nom de l'unité.	Symbole à mettre avant celui de l'unité.
10^6 ou	1.000.000	méga.	M.
10^5	100.000	hectokilo.	hk.
10^4	10.000	myria.	ma.
10^3	1.000	kilo.	k.
10^2	100	hecto.	h.
10^1	10	déca.	da.
10^0	1	»	»
10^{-1}	0,1	déci.	d.
10^{-2}	0,01	centi.	c.
10^{-3}	0,001	milli.	m.
10^{-4}	0,000.1	décimilli.	dm.
10^{-5}	0,000.01	centimilli.	cm.
10^{-6}	0,000.001	micro.	µ.

Nota. — Le système dit C. G. S. est basé sur le centimètre, le gramme (masse) et la seconde comme unités principales. — Le système dit M. T. S. est basé sur le mètre, la tonne (masse) et la seconde comme unités principales.

Nature	Usage	DÉFINITION	ÉTALON et REPRÉSENTATION	VALEUR en M.T.S	VALEUR en C.G.S.	DÉNOMINATION	SYMBOLE	VALEUR	OBSERVATIONS
I - Unités géométriques									
Longueur	MÈTRE	Longueur, à la température de 0 degré, du prototype international en platine iridié, qui a été sanctionné par la conférence générale des poids et mesures tenue à Paris en 1889, et qui a été déposé au pavillon de Breteuil, à Sèvres (1)	Étalon Copie N°8 du mètre prototype international, déposée au Conservatoire national des arts et métiers	1 10^{-2}	10^{2} 1	Mégam^{ètre} Kilom^{ètre} Hectom^{ètre} Decam^{ètre} MÈTRE Decim^{ètre} Centim^{ètre} Millim^{ètre} Micron Millimicron	Mm km hm dam m dm cm mm μ mμ	1 000 000 m 1 000 m 100 m 10 m 1 m $\frac{1}{10}$ m $\frac{1}{100}$ m $\frac{1}{1000}$ m $\frac{1}{1 000 000}$ m $\frac{1}{1 000 000 000}$ m	Base du système M.T.S Unité principale Base du système C.G.S
	Mille marin	Longueur moyenne de la minute sexagésimale de latitude terrestre	A titre transitoire					1 852 m	Employée pour la mesure des longueurs marines
Superficie	Mètre carré	Superficie contenue dans un carré de 1 mètre de côté		1	10^{4}	Kilom^{ètre} carré Hectom^{ètre} carré Decam^{ètre} carré M^{ètre} carré Decim^{ètre} carré Centim^{ètre} carré Millim^{ètre} carré	km^2 hm^2 dam^2 m^2 dm^2 cm^2 mm^2	1 000 000 m^2 10 000 m^2 100 m^2 1 m^2 $\frac{1}{100}$ m^2 $\frac{1}{10 000}$ m^2 $\frac{1}{1 000 000}$ m^2	
						Hectare Aire Centiare	ha a ca	100 a 1 dam^2 ou 100 m^2 $\frac{1}{100}$ a ou 1 m^2	S'emploient pour le mesurage des surfaces agraires
Volume	Mètre cube	Volume contenu dans un cube de 1 mètre de côté		1	10^{6}	Kilom^{ètre} cube M^{ètre} cube Decam^{ètre} cube Centim^{ètre} cube Millim^{ètre} cube	km^3 m^3 dm^3 cm^3 mm^3	1 000 000 000 m^3 1 m^3 $\frac{1}{1000}$ m^3 $\frac{1}{1 000 000}$ m^3 $\frac{1}{1 000 000 000}$ m^3	Mesures de capacité pour les liquides, céréales et matières pulvérulentes
						Hectolitre Décalitre Litre * Décilitre Centilitre Millilitre — Stère Décistère	hl dal l dl cl ml — st dst	100 l 10 l 1 dm^3 $\frac{1}{10}$ l $\frac{1}{100}$ l $\frac{1}{1000}$ l ou 1 cm^3 1 m^3 $\frac{1}{10}$ st	* Le litre, défini par les métrologistes comme étant le volume d'une masse de 1 Kilog d'eau à 4°5 et sous la pression de 76 centim. de mercure, excède de moins de $\frac{1}{30.000}$ le décimètre cube S'emploient pour le mesurage des bois
Angle	Angle droit	Angle formé par deux droites se coupant sous des angles adjacents égaux.				Angle d'^{un} Grade Décig^{rade} Centig^{rade} Millig^{rade} Degré Min^{ute} d'angle Sec^{onde} d'angle	D gr dgr cgr mgr $^{\circ}$ ' "	1 D $\frac{1}{100}$ D $\frac{1}{1000}$ D $\frac{1}{10 000}$ D $\frac{1}{100 000}$ D $\frac{1}{90}$ D $\frac{1}{60}$ d $\frac{1}{60}$ '	* Le symbole ' peut être employé quand la nature de l'unité considérée ne fait pas doute, notamment lorsque l'angle exprime comprend des minutes en même temps que des degrés.

(1) Comme le mètre des Archives, sur lequel il a été copié, le prototype international du mètre est d'environ 0^{m}2 inférieur à la dix-millionième partie de la distance du pôle terrestre à l'équateur, définition primitive du mètre.

Mesures	Unités	DÉFINITION	ÉTALON ET REPRÉSENTATION	VAL. EN MTSCGS	VAL. EN MTSCGS	Dénominat.°	Abrév.	VALEUR	OBSERVATIONS
						II-Unités de masse			
Masse	KILOGRAMME	Masse du prototype international en platine iridié qui a été sanctionné par la conférence générale des Poids et Mesures tenue à Paris en 1889, et qui est déposé au pavillon de Breteuil, à Sèvres (1)	Etalon Copie N° 35 du Kilogramme prototype international, déposée au Conservatoire national des Arts et Métiers	1 10^{-3} 10^{-2} 10^{-1}	10^{6} 10^{3} 10^{2} 1	TONNE Quintal KILOGR.e Hectogr.e Décagr.e GRAMME Décigr.e Centigr.e Milligr.e — Carat	t q kg hg dag g dg cg mg — —	1 t ou 1.000 Kg 1 q ou 100 Kg 1 Kg 1/10 hg 1/100 dag 1/1000 g 1/10000 dg 1/100000 cg 1/1000000 mg — 2 dg.	Base du système M.T.S Unité principale Base du système C.G.S Se emploie dans le commerce des pierres précieuses.
Densité	Poids des corps purs	La densité des corps se prime en nombres décimaux, cette densité qui a la masse de 1 tonne qui le volume de 1 mètre cube étant prise comme unité *							* L'eau prise d'un à 4° sous la pression d'une colonne de mercure de 76 centimètres de hauteur a une densité égale à 1 (moins 1/10000 environ).
	Degré alcoométrique	Dans les transactions commerciales, le nombre de degrés alcoométriques d'un mélange alcool et d'eau pure a la température de 15° correspond au titre volumique, suivant l'échelle volumétrique centésimale de Gay-Lussac * définie à l'art. 1. du décret du 27 déc. 1884							Les densités correspondant aux anciens de grés Baumé sont données dans un Tableau annexé au présent décret * La graduation des alcoomètres ne pourra se faire selon les densités des mélanges d'alcool et d'eau par annexé au présent décret
						III Unités de temps			
Temps	Seconde	$\frac{1}{86400}$ du jour solaire moyen				Jour Heure Minute	J h m	86 400 s 3 600 s 60 s	* Le symbole m peut être employé lorsqu'il ne saurait y avoir d'ambiguïté, par exemple lorsque le temps exprimé comprend des heures, mais jamais du, en même temps que des minutes
				1	1	SECONDE	s	1 s	Base des systèmes M.T.S et C.G.S Unité principale.
						IV Unités mécaniques			
Force	Sthène	Force qui communique à une masse égale à 1 tonne un accroissement de vitesse de 1 mètre par seconde		1 10^{-5}	10^{5} 1	Kilosthène Hectosthène Sthène Décisthène Centisthène Millisthène Dyne	k.sn h.sn sn d.sn c.sn m.sn —	1000 sn 100 sn 1 sn 1/10 sn 1/100 sn 1/1000 sn 1/100 000 sn	Magdeyne Unité C.G.S
						A titre transitoire			
Kilogr. poids Kilogr. force		Force avec laquelle une masse égale à 1 Kilogramme est attirée par la terre				Tonne poids Kilog. poids Gramme p.d Milligr. poids		Valeurs pratiques 9,8 sn 0,98 sn 0,098 cmsn 0,98 dyne	Les valeurs pratiques ci-contre peuvent être employées dans toute la France, puisque, quelque erreur inférieure à 1/2 s. est
Energie ou Travail	Kilogrammètre	Travail produit par 1 sthène dont le point d'application se déplace de 1 mètre dans la direction de la force		1 10^{-10}	10^{10} 10^{7} 1	Megajoule Kilojoule Joule ERG	MJ KJ J —	1000 KJ 1 KJ 1/1000 KJ 1/10 000 000 J	1 Kilowatt-heure correspond à 3,6 mégajoules Unité C.G.S
						A titre transitoire			
	Kilogrammètre	Travail produit par 1 Kilogramme force dont le point d'application se déplace de 1 mètre dans la direction de la force				Kilogr. mètre		9,8 J	Le Kilojoule international diffère numériquement très peu du Kilojoule
Puissance	Kilowatt	Puissance qui produit 1 Kilojoule par seconde		1 10^{-3}	10^{10} 10^{7}	Kilowatt Hectowatt Watt	k W h W W	1 k W 1/10 k W 1/1000 k W	Le Kilowatt international diffère numériquement très peu du Kilowatt.
						A titre transitoire			
	Cheval Poids Vapeur	Puissance correspondant à 100 Kilogrammètres par seconde				Poncelet		0,98 K W	
		Puissance correspondant à 75 Kilogrammètres par seconde				Chev. vap.		0,735 K W.	

(1) Comme le kilogramme des Archives, le prototype international du kilogramme est de densité d'environ 2,7 milligrammes le masse du décimètre cube d'eau prise à son maximum de densité, définition première du kilogramme

Nature	Symbole	DÉFINITION	ÉTALON et REPRÉSENTATION	VAL. EN MTS	VAL. EN CGS	DÉNOMINATION	Symbole	VALEUR	OBSERVATIONS
UNITÉS COMMERCIALES et INDUSTRIELLES						**MULT.ES et S/MULT.ES USUELS**			
Pression	Pièze	Pression uniforme qui, répartie sur la surface prise pour unité, produit un effort total de 1 Sthène			10^5	Myriapièze	mpz	10 000 pz	L'hectopièze est employée parfois aussi, sous le nom de Bar, pour la mesure des pressions barométriques.
					10^2	Hectopièze	hpz	100 pz	
						Pièze	pz	1 pz	
						Centipièze	cpz	$\frac{1}{100}$ pz	Unités CGS
				10^{-4}		Barye		$\frac{1}{10000}$ pz	1 Mégabarye égale 1 mégadyne par cm².
	Kilogr. poids par unité surfacique	Pression uniforme qui, répartie sur la surface prise pour unité, produit un effort total de 1 Kilogramme poids							La pression atmosphérique normale de 76 cm de mercure à 0° et sous l'accélération normale de la pesanteur (980,665 cm/sec²) - Fréquemment employée aussi comme unité de pression correspond à 1,013 hectopièze, ou à 1,033 Kg poids par cm².
			A titre transitoire						
						Kilog. poids par m.m²		0 98 mpz	
						Kilog. poids par cm²		0,98 hpz	
						Kilog. poids par dm²		0 98 pz	
						Kilogr. poids par m²		0,98 cpz	
V - Unités électriques									
Résistance électrique	Ohm	1 milliare d'unité de résistance du système électromagnétique CGS	Etalon Ohm internationaire résistance offerte à un courant invariable par une colonne de mercury de section uniforme, prise à la température de 0°, ayant une longueur de 106,300 cm et une masse de 14,4521 g.		10^{-9}	Mégohm	Mo	1 000 000 Ω.	10 millions d'unités de résistance du système électro - magnétique M T S Unité principale
						OHM	Ω	1 Ω	
						Microhm	μ Ω	$\frac{1}{1 000 000}$ Ω	
Intensité de courant électrique	Ampère	1 dixième de l'unité de courant du système électromagnétique C.G.S	Représentation Ampère international, intensité du courant uniforme qui dépose par seconde 0,00111800 gr. d'argent par électrolyse d'une solution aquoeuse de nitrate d'argent.		10^{-1}	Kilampère	k A	1 000 A	1 centi millième de l'unité de courant du système électro - magnétique MTS Unité principale
						AMPÈRE	A	1 A	
						Milliampère	m A	$\frac{1}{1 000}$ A	
						Microampère	μ A	$\frac{1}{1 000 000}$ A	
Force électromotrice Tension électrique	Volt	Différence de potentiel existant entre les extrémités d'un conducteur dont la résistance est 1 Ω et traversé par un courant invariable égal à 1 ampère	Représentation Volt international (équivalent égal à 1/1,4343 de la force électromotrice à la température de 20° de la pile au sulfate de cadmium).		10^{-8}	Volt	V	1 V	
						Millivolt	mV	$\frac{1}{1000}$ V	
						Microvolt	μ V	$\frac{1}{1 000 000}$ V	
Quantité d'électricité	Coulomb	Quantité d'électricité traversant, pendant une seconde, par un courant invariable de 1 ampère	Représentation Coulomb international, pratiquement égal à la quantité d'électricité correspondant au dépôt électrolytique de 0,000 118 00 gr d'argent		10^{-1}	Kilocoulomb	k C	1 000 C	Ampère-heure vaut 3600 coulombs
						Coulomb	C	1 C	
UNITÉS COMMERCIALES et INDUSTRIELLES						**Mult et S/Mult usuels**			
Nature	Symbole	DÉFINITION	ÉTALON et REPRÉSENTATION			DÉNOMINATION	Symbole	VALEUR	OBSERVATIONS
VI - Unités caloriques									
Température	Degré Centésimal	Pour les températures supérieures à 240°. Variation de température produisant la centième partie de l'accroissement de pression que subit une masse d'un gaz parfait quand, le volume étant constant, la température passe du point 0 degré (température de la glace fondante) au point 100° (température d'ébullition de l'eau), ces deux points représentant aux définitions qu'en ont données les conférences générales des poids et mesures de 1889 et de 1913	Représentation Variation de température qui produit la centième partie de l'accroissement de pression que subit une masse d'hydrogène, quand, le volume restant constant, la température passe de celle de la glace pure fondante (0°) à celle de la vapeur d'eau distillée en ébullition (100°) sous la pression atmosphérique normale; la pression atmosphérique normale est représentée par la pression d'une colonne de 760 m/m de hauteur ayant la densité de 13,5593 et soumise à l'intensité normale de la pesanteur mesurée par une accélération égale à 9,80665 m mètres et en secondes			DEGRÉ CENTÉSIMAL		1°	Unité principale
Quantité de Chaleur	Thermie	Quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1 degré centésimal la température d'une masse de 1 tonne d'un corps dont la chaleur spécifique est égale à celle de l'eau à 15° sous la pression de 1,013 hectopièze (pression atmosphérique normale)				Millithermie ou Grande calorie	th	1 th	Pratiquement la microthermie équivaut à 4,18 joules ou à 0,426 kilogrammètres dans l'étendue de la France continentale
						Microthermie ou petite calorie	m th	$\frac{1}{1000}$ th	
							μ th	$\frac{1}{1 000 000}$ th	
						Frigorie	fg	$\frac{1}{1.000}$ th	Employée dans les industries frigorifiques

UNITES COMMERCIALES et INDUSTRIELLES — Mult. et S/Mult.		DÉFINITION	ETALON et REPRÉSENTATION	Mult et S/Mult usuels — DENOMINATION	SYMBOLE	VALEUR	OBSERVATIONS
		VII - Unités optiques					
Intensité Lumineuse	Bougie décimale	Source d'intensité égale à un vingtième de celle de l'étalon Violle	Etalon. Etalon Violle, source lumineuse constituée par une aire égale à celle d'un carré de 1 cm de côté, prise à la surface d'un bain de platine rayonnant normalement à la température de la solidification, conformément aux décisions de la conférence internationale de 1887 (Paris) et 1889 (Paris) et 1909 (Londres) du Bureau des Poids et Mesures. Représentation La bougie décimale est représentée pratiquement et d'une manière permanente par une fraction déterminée de la moyenne des intensités moyennes, mesurées perpendiculairement à l'axe, du moins cinq des lampes à incandescence déposées au Conservatoire national des arts et métiers.	Bougie décimale	bd	.....	Unité principale
Flux lumineux	Lumen	Flux lumineux émanant d'une source uniforme, de dimensions infiniment petites et d'intensité égale à 1 bougie décimale et rayonne, en 1 seconde, dans l'angle solide qui découpe une aire égale à 1 m² sur la sphère de 1 m. de rayon, ayant pour centre la source	.....	Lumen	Lu	1	
Eclairement	Lux	Eclairement d'une surface de 1 m² recevant un flux de 1 lumen, uniformément réparti.	.....	Phot Lux	Lx	10.000 Lx 1 Lx	
Puissance des systèmes optiques	Dioptrie	Puissance d'un système optique dont la distance focale est de 1 mètre	.....	Dioptrie	δ		

ANNEXE II

CORRESPONDANCE DES DEGRÉS BAUMÉ[1] ET DES DENSITÉS

TABLE I

Aréomètres pour liquides moins denses que l'eau

Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS
10B	1.0000	24B	0.9116	38B	0.8375	52B	0.7746	66B	0.7204	80B	0.6736
11	0.9931	25	0.9056	39	0.8327	53	0.7704	67	0.7169	81	0.6703
12	0.9862	26	0.9000	40	0.8279	54	0.7663	68	0.7133	82	0.6672
13	0.9794	27	0.8946	41	0.8232	55	0.7624	69	0.7098	83	0.6641
14	0.9730	28	0.8891	42	0.8185	56	0.7585	70	0.7063	84	0.6610
15	0.9665	29	0.8837	43	0.8139	57	0.7545	71	0.7029	85	0.6580
16	0.9601	30	0.8783	44	0.8093	58	0.7504	72	0.6995	86	0.6550
17	0.9537	31	0.8730	45	0.8048	59	0.7465	73	0.6961	87	0.6521
18	0.9475	32	0.8677	46	0.8004	60	0.7427	74	0.6928	88	0.6492
19	0.9413	33	0.8625	47	0.7959	61	0.7389	75	0.6895	89	0.6463
20	0.9352	34	0.8574	48	0.7916	62	0.7351	76	0.6862	90	0.6434
21	0.9292	35	0.8523	49	0.7873	63	0.7314	77	0.6829		
22	0.9232	36	0.8473	50	0.7830	64	0.7277	78	0.6797		
23	0.9174	37	0.8424	51	0.7788	65	0.7241	79	0.6765		

Densités calculées, avec le module 144.32 par la formule $D = \frac{144.32}{134.32 + n}$ ou $\begin{cases} D = \text{densité} \\ n = \text{degré Baumé} \end{cases}$

TABLE II

Aréomètres pour liquides plus denses que l'eau.

Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS	Degrés Baumé	DENSITÉS
0B	1.0000	12B	1.0907	24B	1.1995	36B	1.3324	48B	1.4983	60B	1.7116
1	1.0070	13	1.0990	25	1.2095	37	1.3448	49	1.5141	61	1.7321
2	1.0141	14	1.1074	26	1.2197	38	1.3574	50	1.5301	62	1.7532
3	1.0212	15	1.1160	27	1.2301	39	1.3703	51	1.5465	63	1.7747
4	1.0285	16	1.1247	28	1.2407	40	1.3834	52	1.5633	64	1.7968
5	1.0359	17	1.1335	29	1.2515	41	1.3968	53	1.5804	65	1.8193
6	1.0434	18	1.1425	30	1.2624	42	1.4105	54	1.5979	66	1.8427
7	1.0510	19	1.1516	31	1.2736	43	1.4244	55	1.6159	67	1.8665
8	1.0587	20	1.1609	32	1.2849	44	1.4388	56	1.6344	68	1.8910
9	1.0665	21	1.1703	33	1.2964	45	1.4533	61	1.6532	69	1.9164
10	1.0745	22	1.1799	34	1.3082	46	1.4679	58	1.6715	70	1.9419
11	1.0823	23	1.1898	35	1.3200	47	1.4827	59	1.6915		

Densités calculées, avec le module 144.32, par la formule $D = \frac{144.32}{144.32 - n}$ ou $\begin{cases} D = \text{densité} \\ n = \text{degré Baumé} \end{cases}$

(1) Ces degrés, couramment employés jusqu'à ce jour pour définir les densités de certains liquides, ne seront plus admis désormais dans les transactions commerciales.

Vu pour être annexé au décret du 20 juillet 1915

Le Ministre du Comité de l'Industrie des Postes et Télégr.[ts]
CLEMENTEL

Mesures spéciales usitées dans la marine.

Mesures de longueur.

Mille géographique de 15 au degré de l'équateur	7.420
Lieue de 18 au degré du méridien	6.173
Lieue de 25 au degré du méridien	4.445
Lieue marine ou géographique de 20 au degré	5.556
Mille marin de 60 au degré, ou arc du méridien d'une minute, ou tiers de lieue marine	1.852
Brasse, 5 pieds	1m,624
Encâblure nouvelle	200m,000
Encâblure ancienne, 100 toises	194m,904.
Nœud (mesure de vitesse)	1.852 mètres ou 1 mille à l'heure ou 0m,5144 par seconde.

Mesures topographiques.

	Kilomètres carrés.
Lieue marine carrée de 20 au degré	30.8642
Mille marin carré de 60 au degré	3.4293
Mille anglais carré	2.5899
Kilomètre carré	0,03240 lieue marine carrée. 0,29157 mille marin carré. 0,38612 mille anglais carré.

Mesures de volume.

Tonneau de jauge ..... 2,83 mètres cubes.

Mesures spéciales d'un usage général pour certaines substances.

Carat. — Les diamants, pierres précieuses et perles sont évalués par *carats*. Le carat vaut :

En France	g.	0,200
En Angleterre et en Allemagne	—	0,2055
En Hollande	—	0,205894
Au Brésil	—	0,1922

Il y a lieu de distinguer le *carat poids* et le *carat titre*. Ce dernier représente le 24e d'une unité d'or : ainsi l'or à 23 carats contient 23 parties d'or fin et 1 partie d'alliage.

Once. — Pour l'or et l'argent, on compte par *onces* (oz) de g. 31,103496 *deniers* (dwt) de 1gr,55 et *grains* (grn) de 0gr,0647.

Baril. — Le pétrole est comptó officiellement, en Amérique, par *barils* de 2 gallons (159 litres). Pratiquement, il arrive dans des barils de 50 à 52 gallons.

Bouteille. — Le mercure est généralement évalué en *bouteilles* (bottles, flasks, frascos) de kg. 34,65.

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 Rod ou perch	5,5 Yds	5.02909
»	Chain	4 poles	20.11636
»	Furlong	220 Yds	201.1636
Mi.	Mile	1760 Yds	1.609.3088
—	Lieue marine	3,454 mi	5.558.5525
	Mesures de superficie.		Mètres carrés
»	Square inch ou pouce carré	»	0.000645
»	Square foot ou pied carré	144 pouces carrés	0.0929
»	Square yard	9 pieds carrés	0.8361
»	Square pole	30 yards carrés	25.292
»	Square rood	1210 yards carrés	1.011.68
»	Square acre	4840 yards carrés	4.046.72
	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
»	Quarter	8 bushels	290.7813
»	Load	5 quarters	1.453.9065
»	Chaldron	36 bushels	1.308.5160
	Mesures cubiques.		Mètres cubes
»	Cubic inch, pouce cube	»	0.000016
»	Cubic foot, pied cube	1728 pouces cubes	0.028315
»	CUBIC YARD	27 pieds cubes	0.764505
»	Tonneau de mer	40 pieds cubes	1.1326
	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	373.233
	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

Outre cette tonne de 1.016kg (2.240 pounds), il existe une tonne de 907kg (2.000 pounds), dite short ton, peu usitée en Angleterre, mais d'un emploi général aux Etats-Unis, où elle sert pour exprimer des poids de charbon : pour les autres masses lourdes (locomotives par exemple), les poids sont généralement exprimés en livres, et non en tonnes.

Principales mesures spéciales à certains pays étrangers.

Pays	Noms	Valeur
	Mesures de longueur.	
Bulgarie	*archine*	0m,67
Russie	*pied*	0 ,304
	archine (unité)	0 ,711
	sagène	2 ,133
	verste	1km,066
Turquie	*archine*	0m,757
	pic archene halebi (soieries et laines).	0 ,685
	pic archene indasé (étoffes de coton).	0 ,652
Chine	*ying*	35 ,80
Indes anglaises	*cubit ou hant*	1 ,828
Japon	*shaku* (unité)	0 ,303
Perse	*guèze ordinaire*	0 ,63
Egypte	*diraa baladi* (tissus)	0 ,58
	diraa minari (architectes)	0 ,75
	kassalah	3 ,55
Haïti	*aune*	1 ,188
	Mesures de poids.	
Bulgarie	*oka*	1kg,284
Russie	*fount* (unité)	0 ,409
	poud	16 ,380
Turquie	*oke*	1 ,283
	kantar	56 ,450
Chine	*picul* (100 catties)	60 ,480
Indes anglaises	*bazar Maund*	37 ,251
	bazar de factorerie	33 ,865
Japon	*kan* (unité)	3 ,750
Perse	*batman*	2 ,970
Egypte	*kantar*	44 ,928
Haïti	*livre*	0 ,489

Anciennes mesures françaises.

L'unité de longueur était la *toise*, qui valait 6 *pieds ;* le pied, 12 *pouces ;* le pouce valait 12 *lignes*, et la ligne, 12 *points*.

Mesures de longueur.

Toise	1m,94903
Pied, 1/6 de toise	0m,32483
Pouce, 1/12 de pied	0m,02706
Ligne, 1/12 de pouce	0m,00225

Inversement.

1 mètre vaut..... 0,513073 toise.
1 mètre vaut : 3 pieds et 11,296 lig.

Mesures de superficie.

Toise carrée	3mq,7987
Pied carré	0mq,1055

Monnaies.

France. — La loi monétaire du 25 juin 1928 a déterminé que le *franc*, unité monétaire française, est constitué par 65,5 milligrammes d'or au titre de 900 millièmes d'or pur. — Le franc contient donc 0 gr. 05895 d'or pur.

Les pièces d'or seront de 100 francs au titre de 900 millièmes, pesant 6,55 grammes.

Les pièces d'argent seront de 10 et 20 francs au titre de 686 millièmes, pesant 10 et 20 grammes. Leur valeur n'a donc qu'un caractère fiduciaire : elle est respectivement de 3 fr. 40 et 6 fr. 80.

Les jetons de 2 fr., 1 fr., 0 fr. 50 seront remplacés par des jetons de bronze d'aluminium perforés à tranches lisses.

Les billets de 5, 10 et 20 francs n'auront plus cours légal à partir du 31 décembre 1932.

Monnaies des pays étrangers.

		Francs.
Allemagne	Reichsmark (100 pfennigs)	6,08
Angleterre	Livre sterling (20 shillings)	124,21
Autriche	Shilling	3,59
Belgique	Belga	3,548
Bulgarie	Leva (100 stotinki)	.....
Danemark	Krone (100 ore)	6,845
Espagne	Peseta (100 centimos)	4,925
Finlande	Markkaas (100 pennis)	0,643
Grèce	Drachme (100 lepta)	0,351
Hongrie	Pingö (100 fillers)	0,446
Italie	Lire (100 centesimi)	1,343
Norvège	Krone (100 ore)	6,845
Pays-Bas	Gulden (100 cents)	10,259
Pologne	Zloty	2,862
Portugal	Escudo (100 centavos)	27,580
Roumanie	Leu (100 bani)	4,925
Russie	Rouble (100 kopecks)	13,132
Suède	Krona (100 ore)	6,845
Suisse	Franc (100 centimes)	4,925
Turquie	Livre turque (100 piastres)	.....
Yougo-Slavie	Dinar (100 paras)	1,921
Chine	Taël (100 candaréens)	.....
Indes anglaises	Roupie (16 annas)	.....
Japon	Yen (100 sen)	12,722
Perse	Kran (20 schahis)	.....
Siam	Tical (100 satangs ou cents)	.....
Egypte	Livre égyptienne (100 piastres)	.....
Erythrée	Tallero (100 centièmes)	.....
Ethiopie	Talari (100 centièmes)	.....
Argentine	Peso (100 centavos)	10,834
Bolivie	Boliviano (100 centavos)	.....
Brésil	Milreis	.....
Chili	Peso (100 centavos)	.....
Colombie	Peso (100 centavos)	.....
Costa-Rica	Colon (100 centimos)	.....
Dominicaine	Peso (100 centavos)	.....
Equateur	Piastre ou sucre (100 centavos)	.....
Etats-Unis	Dollar (100 cents)	25,523
Guatemala	Peso (100 centavos)	.....
Haïti	Piastre ou Gourde (100 centièmes)	.....
Honduras et Salvador	Peso (100 centavos)	.....
Mexique	Peso (100 centavos)	12,722
Nicaragua	Cordoba (100 centavos)	.....
Panama	Balboa (100 centièmes)	.....
Paraguay	Peso (100 centavos)	.....
Pérou	Livre péruvienne (100 diñeros)	.....
Uruguay	Piastre (100 centesimos)	26,397
Vénézuéla	Bolivar (100 centimes)	.....
Philippines	Peso (100 centavos)	.....

Mesures agraires.

MESURES AGRAIRES	CÔTÉ du carré correspondant	VALEUR EN		
		Pieds carrés	Toises carrées	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

DENSITÉS ET POIDS

Densités des gaz par rapport à l'air

Air.....	1,00	Cyanogène.....	1,806
Hydrogène	0,0692	Ammoniaque.....	0,59
Oxygène.....	1,1056	Protoxyde d'azote.....	1,614
Azote.....	0,972	Bioxyde d'azote.....	1,037
Chlore	2,450	Oxyde de carbone.....	0,968
Gaz des marais, CH^4.....	0,558	Acide carbonique.....	1,53
Gaz d'éclairage.....	0,399	Acide sulfureux.....	2,27
Hydrogène bicarboné, C^2H^4.	0,98	Acide sulfhydrique.....	1,19

Densités des vapeurs par rapport à l'air.

Eau.....	0,6235	Chlorhydrate d'ammoniaque..	0,93
Alcool	0,794	Brome	5,52
Ether	0,736	Iode	8,71
Acide cyanhydrique.....	0,948	Soufre	2,21
Chlore	2,45	Phosphore.....	4,42
Chlorure de méthyl.....	1,73	Mercure.....	6,92

Densités des liquides par rapport à l'eau prise à 4°.

Mercure.....	13,596	Alcool absolu..... ...	0,794
Brome	3,18	Ether.....	0,73
Acide sulfuriq. monohydraté.	1,84	Esprit-de-bois.....	0,798
Acide azotique fumant.....	1,52	Acide acétique.....	1,06
Acide azotique (NO^3H).....	1,42	Eau de la mer.....	1,026
Ac. chlorhydrique ($HCl,3H^2O$)	1,21	Lait	1,03
Sulfure de carbone.....	1,26	Vin.....	0,99
Benzine	0,899	Huile d'olive.....	0,917
Essence de térébenthine....	0,86	Glycérine..... ...	1,264

Densités des solides.

Métaux.	
Aluminium, Al	2.56
Argent, Ag	10,53
Cuivre, Cu	8,92
Etain, Sn	7,29
Fer, Fe	7,84
Nickel, Ni	8,9
Or, Au	19,32
Platine, Pt	21,50
Plomb, Pb	11,37
Zinc, Zn	7,19
Alliages.	
Acier	7,8
Bronze	8,4 à 9,2
Bronze d'aluminium	7,45
Ferro-nickel	8,4
Fonte blanche	7,4 à 7,8
Fonte grise	6,7 à 7,1
Laiton	7,3 à 8,4
Maillechort	8,3 à 8,6
Substances diverses.	
Glace à 0°, H^2O	0,918
Acide sulfurique	1,97
Chaux, CaO	3,15
Chlorure de potassium, $CaCl^2$.	1,98
Chlorure de sodium, NaCl	2,10
Acide arsénieux, As^2O^3	3,7
Sel ammoniac, NO^3NH^4	1,52
Nitrate de potasse, NO^3K	2,09
Nitrate de soude, NO^3Na	2,24
Peroxyde de fer, Fe^2O^3	5,12
Oxyde de zinc, ZnO	5,6
Litharge, PbO	9,25
Minium, Pb^2O^3	9,07
Céruse $PbCO^3$	6,43
Oxyde rouge de merc., PbO^2.	11,14
Quartz	2,65
Soufre, S	2,07
Charbon de cornue	1,88
Granit, porphyre, trachyte	2,6 à 2,8
Grès	2,20 à 2,65
Anthracite	1,4
Houille	1,3
Asphalte	1,06
Naphte liquide	0,70 à 0,84
Albâtre et marbres	2,7
Calcaires compacts	2,7
Gypse en poudre	2,27
Verre (moyenne)	2,5
Cristal	3,33
Kaolin	2,26
Porcelaine	2,2 à 2,5
Ardoise	2,9
Diamant	3,52
Charbon de bois en poudre	1,5
Charbon de chêne (morceaux)	0,45
Charbon de peuplier	0,24
Poudre à canon	0,84
Caoutchouc, gutta-percha	0,98
Gomme	1,3
Amidon, fécule	1,5
Graisse, beurre	0,94
Cire	0,96
Corps humain (moyenne)	1,07
Bois.	
Acajou	0,560 à 0,850
Acacia	0,780 à 0,820
Aune	0,460 à 0,550
Bouleau	0,620 à 0,750
Buis de France	910
Buis de Hollande	1,320
Cèdre du Liban, sec	490
Charme	0,759 à 0,900
Châtaignier	0,550 à 0,740
Chêne de démolition	0,850
Chêne blanc	610
Cœur de chêne (60 ans)	1,170
Chêne vert	983
Cormier	819
Ebène	1,120 à 1,18
Erable	0,560 à 0,640
Frêne	840
Gaïac	1.339
Hêtre	800
Hêtre (un an de coupe)	660
Mélèze	540 à 600
Orme	540 à 630
Peuplier	390
Pin rouge	660
Pin du Nord	740
Platane	650
Poirier	700 à 840
Pommier	730 à 800
Sapin	450
Teak	860
Liège	240

Table du poids d'un mètre carré de feuille de tôle en fer laminé, cuivre rouge, plomb, zinc, étain, argent et aluminium.

Épaisseur des feuilles	TÔLE	CUIVRE rouge	PLOMB	ZINC	ÉTAIN	ARGENT	ALUMINIUM
millim.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
1/4	1,947	2,197	2,838	1,715	1,825	2,652	0,675
1/2	3,894	4,394	5,676	3,430	3,650	5,305	1,350
1	7,788	8,788	11,352	6,861	7,300	10,610	2,700
2	15,576	17,576	22,704	13,722	14,600	21,220	5,400
3	23,364	26,364	34,056	20,583	21,900	31,830	8,100
4	31,154	35,152	45,408	27,444	29,200	42,440	10,800
5	38,940	43,940	56,760	34,305	36,500	53,050	13,500
6	46,728	52,728	68,112	41,166	43,800	63,660	16,200
7	54,516	61,516	79,464	48,027	51,100	74,270	18,900
8	62,304	70,304	90,816	54,888	58.400	84,880	21,600
9	70,092	79,092	102,168	61,749	65,700	95,490	24,300
10	77,880	87,880	113,520	68,610	73,000	106,100	27,000
11	85,668	96,668	124,872	75,471	80,300	116,710	29,700
12	93,456	105,456	136,224	82,332	87,600	127,320	32,400
13	101,244	114,244	147,576	89,193	94,900	137,930	35,100
14	109,032	123,032	158,928	96,054	102,200	148,540	37,800
15	116,820	131,820	170,280	102,915	109,500	159,150	40,500
16	124,608	140,608	181,632	109,776	116,800	169,760	43,200
17	132,396	149,396	192,984	116,637	124,100	180,370	45,900
18	140,184	158,184	204,336	123,498	131,400	190,980	48,600
19	147,972	166,972	215,688	130,359	138,700	201,590	51,300
20	155,760	175,760	227,040	137,220	146,000	212,200	54,000

Numéros et poids des feuilles de zinc laminé.

NUMÉROS	ÉPAISSEUR en millim.	POIDS au mèt. carr.	NUMÉROS	ÉPAISSEUR en millim.	POIDS au mèt. carr.
	millim.	kilogr.		millim.	kilogr.
10	0,50	3,50	18	1,34	9,38
11	0,58	4,06	19	1,47	10,29
12	0,66	4,62	20	1,60	11,20
13	0,74	5,18	21	1,78	12,46
14	0,82	5,74	22	1,96	13,72
15	0,95	6,65	23	2,14	14,98
16	1,08	7,56	24	2,32	16,24
17	1,21	8,47	25	2,50	17,50

Les feuilles se vendent par longueurs de 2 mètres et par largeurs de 0m,50, 0m,65, 0m,80 et 1 mètre.

Poids des fers carrés, ronds, depuis 1 millimètre jusqu'à 105 millimètres de grosseur pour 1 mètre de longueur.

DIMENSIONS	FERS carrés	FERS ronds	DIMENSIONS	FERS carrés	FERS ronds	DIMENSIONS	FERS carrés	FERS ronds
mill.	kil. gr.	kil. gr.	mil.	kil. gr.	kil. gr.	mil.	kil. gr.	kil. gr.
1	0 008	0 006	36	10 093	7 930	71	39 259	30 846
2	0 031	0 024	37	10 662	8 377	72	40 373	31 721
3	0 070	0 055	38	11 246	8 836	73	41 502	32 548
4	0 125	0 098	39	11 806	9 307	74	42 647	33 508
5	0 195	0 158	**40**	12 461	9 791	**75**	43 806	34 119
6	0 280	0 220	41	13 092	10 280	76	44 983	35 343
7	0 382	0 300	42	13 738	10 794	77	46 176	36 280
8	0 498	0 392	43	14 400	11 314	78	47 382	37 228
9	0 631	0 496	44	15 078	11 846	79	48 605	38 189
10	0 779	0 612	**45**	15 771	12 391	**80**	49 843	39 162
11	0 942	0 740	46	16 479	12 948	81	51 097	40 147
12	1 121	0 881	47	17 204	13 517	82	52 367	41 144
13	1 316	1 034	48	17 944	14 098	83	53 632	42 154
14	1 526	1 199	49	18 699	14 692	84	54 952	43 176
15	1 752	1 377	**50**	19 470	15 296	**85**	56 208	44 210
16	1 994	1 566	51	20 257	15 916	86	57 600	45 256
17	2 251	1 768	52	21 059	16 546	87	58 947	46 315
18	2 523	1 983	53	21 876	17 183	88	60 310	47 386
19	2 811	2 209	54	22 710	17 843	89	61 689	48 469
20	3 115	2 448	**55**	23 559	18 510	**90**	63 088	49 563
21	3 435	2 698	56	24 423	19 189	91	64 486	50 671
22	3 769	2 962	57	25 303	19 881	92	65 918	51 791
23	4 120	3 237	58	26 199	20 584	93	67 358	52 923
24	4 486	3 525	59	27 110	21 300	94	68 815	54 067
25	4 868	3 824	**60**	28 036	22 028	**95**	70 287	55 224
26	5 265	4 136	61	28 979	22 769	96	71 774	56 393
27	5 677	4 461	62	29 937	23 521	97	73 262	57 574
28	6 106	4 797	63	30 911	24 286	98	74 776	58 644
29	6 550	5 146	64	31 900	25 063	99	76 330	59 972
30	7 009	5 507	**65**	32 884	25 853	**100**	77 880	61 190
31	7 484	5 880	66	33 925	26 654	101	79 445	62 420
32	7 975	6 266	67	34 960	27 468	102	81 026	63 662
33	8 481	6 664	68	36 012	28 294	103	82 623	64 916
34	9 003	7 074	69	37 079	29 133	104	84 235	66 133
35	9 540	7 496	**70**	38 161	29 983	**105**	85 863	67 462

TABLES DIVERSES.

Météorologie.

Hauteur moyenne de la colonne barométrique aux diverses altitudes.

Altitude.	Hauteur barométr.	Altitude.	Hauteur barométr.
0 mètre	762 millimètres	1.147 mètres	660 millimètres
21 mètres	760	1.269	650
127	750	1.393	640
234	740	1.519	630
342	730	1.647	620
453	720	1.777	610
564	710	1.909	600
678	700	2.043	590
793	690	2.180	580
909	680	2.318	570
1.027	670	2.460	560

Températures.

Température moyenne de Paris, 10°,7.

La plus basse température connue à Paris a été de — 23°,5 le 25 janvier 1795.

A 0m,30, de profondeur dans le sol, les oscillations de température se font peu sentir et, à 1 mètre, elles sont insensibles.

Thermomètre Réaumur : le 0° correspond au 0° du centigrade, et le 80° correspond à 100° centigrades; les nombres de degrés sont donc dans le rapport de 4 à 5.

Thermomètre Fahrenheit : le 32° correspond au 0° du centigrade, et le 212° à 100° centigrades; en retranchant 32 d'un nombre de degrés Fahrenheit, le nombre restant sera au nombre correspondant de degrés centigrades dans le rapport de 9 à 5.

Vitesses du son et de la lumière.

Vitesse du son à la seconde : 337 mètres dans l'air, 1.435 mètres dans l'eau, 3.500 mètres dans la fonte.

Vitesse de la lumière à la seconde : 300.000 kilomètres.

Pression des vents par mètre carré.

	A la seconde	par m. carré.
Vent frais convenable pour les moulins, vitesse.	7m	6k
Vent très fort.....	15m	30k
Tempête.....	24m	78k
Grand ouragan.....	45m	275k

Neige.

Une hauteur de neige est l'équivalent en poids d'une hauteur d'eau 10 fois moindre. — Pour 0m,25 de neige, c'est donc une surcharge de 25 kilogrammes par mètre carré pour les couvertures.

Points de fusion.

Acier	1400°	Fer doux	1600°
Alcool absolu	—90°	Fonte de fer	1250 à 1275°
Alliages :		— aciérée	1200 à 1300°
1 plomb, 1 étain	241°	— blanche	1100°
1 plomb, 3 étain	186°	— grise	1230°
1 plomb, 5 étain	194°	— malléable	1300°
2 plomb, 9 étain, 1 zinc	168°	Huile d'olive	2°,5
Alliage de Darcet :		Huile de palme	29°
1 plomb, 1 étain, 2 bismuth	93°	Iode	113°,5
Aluminium	650°	Mercure	—38°,5
Antimoine	440°	Nickel	1452°
Argent	1040°	Or	1035°
Arsenic	410°	Phosphore	44°
Beurre	30°	Platine	1775°
Bismuth	265°	Plomb	335°
Bronze	900°	Soufre	114°
Camphre	195°	Stéarine	61°
Cire blanche	68°	Sucre de canne	160°
Cobalt	1478°	Suif	33°
Chrome	1520°	Vanadium	1720°
Cuivre	1093°	Zinc	412°
Etain	226°		

Points d'ébullition.

Acide acétique	120°	Essence de térébenthine	157°
— azotique ordinaire	86°	Ether sulfurique	35°,5
— carbonique	—78°	Huile de lin	387°
— chlorhydrique	110°	Iode	200°
— sulfureux	—10°	Mercure	357°,2
— sulfurique (monohyd.)	338°	Nitrobenzine	213°
Alcool	78°	Pétrole	106°
Benzine	80°,4	Phosphore	290°
Brome	63°	Potasse caustique	175°
Camphre	215°	Soufre	448°.
Sel marin saturé	108°	Sulfure de carbone	46°
Créosote	203°	Zinc	929°
Eau de mer	103°,7		

Coefficients de dilatation linéaire.

Acier	0,000012	Fer	0,000012
Aluminium	0,000023	Fil de fer	0,000014
Argent	0,000020	Fonte	0,000011
Bois de sapin	0,000005	Granit	0,000008
Briques	0,000005	Gypse	0,000014
Bronze à canons	0,000018	Nickel	0,000013
Charbon de bois	0,000011	Pierre calcaire à bâtir	0,000005
Ciment romain	0,000014	Plomb	0,000029
Cuivre	0,000017	Terre cuite	0,000005
Cuivre jaune	0,000019	Verre	0,000009
Etain	0,000023	Zinc	0,000029

EXTRAIT DU CATALOGUE 1929-1930

DUNOD

SOCIÉTÉ A RESPONSABILITÉ LIMITÉE
AU CAPITAL DE 1.200.000 FRANCS

CONDITIONS GÉNÉRALES DE VENTE

EXPÉDITIONS. — Les ordres sont exécutés contre remise de valeur sur Paris, mandat-poste, versement au compte de chèques postaux PARIS 7545 ou bien, sur le désir du client, contre remboursement lorsque ce mode de recouvrement est possible. Sauf avis contraire du destinataire, l'envoi est fait par poste ou colis postal à ses risques et périls ; il est toujours recommandé pour l'étranger, mais ne l'est que sur demande pour la France et ses colonies.

Les frais de port, ainsi que ceux de remboursement, de recommandation ou d'assurance sont à la charge du client. Le poids net indiqué au catalogue pour chaque ouvrage permet d'évaluer les frais de port en se reportant à un barème envoyé franco sur demande.

COMPTES COURANTS. — Un compte peut être ouvert lorsque l'importance des commandes et surtout leur fréquence le justifient ; les clients en compte reçoivent en février, mai, août et novembre, pour les trois mois précédents, un relevé qu'ils paient dans les conditions indiquées ci-après.

RÈGLEMENT. — France et Afrique française du Nord. — Valeur sur Paris, mandat-poste ou versement au compte de chèques postaux PARIS 7545. Les clients en compte peuvent, s'ils le désirent, s'acquitter au moyen d'une traite présentée à leur domicile les 5 mars, 5 juin, 5 septembre et 5 décembre, avec majoration, pour frais de recouvrement, de 2 fr. 50 en France, 3 fr. 50 en Afrique du Nord.

Exceptionnellement, et afin de faciliter les débuts des jeunes ingénieurs, les fournitures de 200 francs et au-dessus d'ouvrages édités par la librairie DUNOD peuvent être payées à raison de un quart du prix des livres et le montant des frais de port joints à la commande, le reliquat en trois paiements trimestriels égaux.

Étranger et Colonies françaises. — Chèque sur Paris, ou mandat-poste pour les pays faisant partie de l'Union Postale.

RENSEIGNEMENTS DIVERS

Indépendamment des livres indiqués dans son catalogue, la librairie **Dunod** fournit tous les ouvrages français et étrangers.

La fourniture d'ouvrages étrangers, de livraisons séparées, spécimens et collections de revues françaises et étrangères, ainsi que de renseignements sur les mêmes catégories de publications fait l'objet de conditions spéciales figurant dans chaque livraison de la *Bibliographie des Sciences et de l'Industrie* ou qui sont communiquées sur demande.

La **Bibliographie des Sciences et de l'Industrie**, qui donne le titre de tous les livres techniques récemment parus en France, des principaux ouvrages de même nature publiés à l'étranger, ainsi que les sommaires des revues scientifiques françaises les plus réputées — et dont le prix d'abonnement est fixé à 10 fr. pour la France et les Colonies françaises, 20 fr. pour l'étranger — est servie *gratuitement* aux clients de la librairie **Dunod** qui en font la demande.

Les fascicules du catalogue général donnant les sommaires des ouvrages, annoncés ci-après, sont envoyés franco sur demande.

FASCICULE I

ORGANISATION INDUSTRIELLE ET COMMERCIALE

I. — ORGANISATION INDUSTRIELLE

La Technique moderne, *publication bimensuelle illustrée.* Ab. annuel France, 110 fr.; Etr., 164 fr. (148 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit). — Le n° 5 50

La Pratique des Industries mécaniques, *publication mensuelle illustrée.* Ab. annuel : France, 46 fr.; Etr., 68 fr. (63 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit). — Le n°.... 4 75

Les Nouveaux livres scientifiques et industriels, *publication trimestrielle.* Abonnement annuel. Etranger 20 fr. France.... 12 fr.

La direction des ateliers, TAYLOR. *Nouv. tir.* 1923 (510 gr.). 28 fr.

Principes d'organisation scientifique, TAYLOR. *Edition définitive,* N. T. 1929. In-8° (330 gr.) ..... 12 fr.

Le Taylorisme, LE CHATELIER. In-8° 1928 (320 gr.)... 18 fr.

Création, organisation et direction des usines, MATTERN. In-8° avec figures. 2e édition 1926 (590 gr.) 44 50

Organisation industrielle, CHARPENTIER. 2e édition 1927. In-8°. (970 gr.)..... 50 fr.

L'organisation industrielle américaine appliquée aux entreprises européennes, J. ROMAN. In-8° (500 gr.). 1927... 46 fr.

L'organisation des approvisionnements dans l'industrie- *Achats et magasins.* Ch. LALANDE. In-8° avec fig. 1929 (250 gr.). 25 fr.

Etude des mouvements, méthode d'accroissement de la capacité productive d'un ouvrier, GILBRETH. N. T. (190 gr.)..... 16 50

Etude des mouvements appliqués GILBRETH (260 gr.). 1921. 20 fr.

Administration industrielle et générale, FAYOL, 1925 (530 gr.). 18 50

L'incapacité industrielle de l'Etat : les P. T. T., FAYOL. 1921. (290 gr.) ..... 8 fr.

Organisation technique et commerciale des usines, NÉGRIER. In-8°, avec figures. N. T. 1920. (550 gr.)..... 30 50

Méthodes économiques d'organisation dans les usines, IZART. In-8°, avec 15 figures. *Nouv. tir.* 1919. (420 gr.)..... 25 fr.

La sélection psycho-physiologique des travailleurs (*conducteurs de tramways et d'autobus*), LAHY. In-8° 82 fig. 1927. (480 gr.). 48 fr.

Le moteur humain et les bases scientifiques du travail professionnel, AMAR, 2e édit. 1923, in-8°. (810 gr.)..... 78 fr.

Organisation physiologique du travail, AMAR. 1917. (1.060 gr.). 60 fr.

L'orientation professionnelle, AMAR. In-8°. 1920. (220 gr.). 17 fr. 50
Les appareils transporteurs mécaniques de bureau, JACOB. In-8°. 1929. (460 gr.)..... 48 fr.

II. — ORGANISATION COMMERCIALE

La technique des affaires, CHAMBONNAUD, I : *Affaires nouvelles.* 3e éd. 1926. (580 gr.), 19 fr. 50; II : *Affaires et méthode scientifique,* 3e édit. 1928 (580 gr.), 25 fr.; III : *Affaires et personnel,* 2e édit. 1920, (880 gr.), 39 fr.; IV : *Affaires et art de traiter,* 2e édit. 1926. (570 gr.), 23 fr. 50; V : *Affaires par correspondance,* 2e édit. 1926. (580 gr.). 28 fr.; VI : *Affaires et l'imprimé,* 1920 (575 gr.), 26 fr. 50; VII : *Affaires et l'annonce.* 1921 (885 gr.), 60 fr.; VIII : *Affaires et l'affiche,* 1922. (730 gr.), 44 fr. 50; IX : *Affaires et leur lancement.* 1922. (670 gr.)..... 32 fr.
Prix de la collection entière (9 vol.)..... 260 fr.
Comment va mon affaire? *Une méthode d'auscultation commerciale,* M. NANCEY. In-8°. 1929. (530 gr.)..... 35 fr.
La statistique appliquée aux affaires, ISABEL. 1926. (200 gr.) 18 fr.
Ce qu'il faut savoir pour exporter, HORSIN-DÉON. 2e édit. 1926. (250 gr.)..... 25 fr.
Eléments de commerce, COUDRAY et MAURE. 1928. (525 gr.). 17 fr.
L'art de vendre, CODY et MIS. In-8°. *Nouv. tir.* 1927. (420 gr.) 23 fr.
La représentation commerciale, SABATIÉ. 4e édit. 1929. (375 gr.). 19 fr.
Traité pratique des sociétés commerciales (aux points de vue comptable, juridique et fiscal). BATARDON. 4e éd. 1928. (1.750 gr.). 75 fr.
Les Sociétés à responsabilité limitée, POTTIER, 3e édit. 1929. (750 gr.)..... 56 fr.
Précis intégral de publicité, GÉRIN. 2e édit. 1926. (450 gr.). 30 fr.
La publicité suggestive, GÉRIN. 2e édit. 1927. In-8°. (920 gr.). 70 fr.
L'art de faire des affaires par lettre et par annonce, CODY et CHAMBONNAUD. 3e édit. 1925. In-16. (370 gr.)..... 22 fr.
Le gouvernement des entreprises commerciales et industrielles, CARLIOZ. 2e édit. 1926. In-8°, avec 47 figures. (735 gr.). 50 fr.
Memento des fondateurs de sociétés, BATARDON. I : *Sociétés en nom collectif, associations en participation et sociétés à responsabilité limitée.* 6e édit. 1928. (70 gr.), 8 fr.; II : *Sociétés en commandite simple et en commandite par actions,* 5e édit. 1926. (130 gr.), 9 fr. 50; III : *Sociétés anonymes.* 6e édit. 1928. (80 gr.)..... 9 fr.
Le style commercial, MIS, 2e édit. *Nouv. tir.* 1926. (320 gr.). 18 fr.
Manuel pratique de correspondance commerciale et industrielle, ANSOTTE et DEFRISE. In-16. 5e édit. 1923. (230 gr.)..... 14 fr.
Dictionnaire français-anglais de la correspondance commerciale, BOMPAS et METTÉE. In-8°. 1919. (810 gr.)..... 50 fr.

III. — COMPTABILITÉ ET FINANCES

Cours de comptabilité, DUFAYEL. 2e édit. 1925. In-8°. (600 gr.). 29 fr.
Cours pratique de Comptabilité, BATARDON. In-16. I : *Nouv. tirage.* 1928. (520 gr.). 21 fr.; II : 3e édit. 1929. (475 gr.)..... 21 fr.

La comptabilité à la portée de tous, BATARDON. 5e édit. 1928. (320 gr.) ..... 16 fr.
Comptabilité commerciale : *les procédés modernes, système centralisateur,* BATARDON. 4e édit. 1929. (270 gr.) ..... 12 fr.
Comptabilité commerciale : *la tenue des livres sur feuillets mobiles,* BATARDON. 3e édit. *Nouv. tir.* 1927. In-16, 14 fig. (180 gr.). 9 fr.
Notions sommaires de comptabilité industrielle, BATARDON. In-16, 2e édit. *Nouv. tirage* 1928. (170 gr.) ..... 11 fr.
Traité pratique de comptabilité industrielle, ANSOTTE et DEFRISE. In-4°, 5e édit. 1922. (470 gr.) ..... 25 fr.
Précis de comptabilité industrielle appliquée à la métallurgie, BOURNISIEN. In-8°. 2e édit. 1923. (450 gr.) ..... 28 fr.
L'inventaire et le bilan, BATARDON. 6e édit. 1929. (890 gr.). 50 fr.
La Gestion des affaires, EDOM. In-16, 4e édit. 1923. (450 gr.) 28 fr.
Précis d'un cours de banque, DESCHAMPS. 7e éd. 1926. (250 g.) 10 fr.
Administration financière, QUESNOT. 3e édit. 1927. (970 gr.). 50 fr.
L'organisation du contrôle et la technique des vérifications comptables, J. REISER. In-8°. *Nouv. tirage* 1927. (440 gr.). 35 fr.
Simples notions sur les changes étrangers, FAURE. 3e édit. 1927. (190 gr.) ..... 12 fr. 50
Comptes faits. Tables des produits, CLAUDEL. 1926. (250 gr.). 16 50
Tables des carrés et des cubes, des nombres entiers, des longueurs des circonférences, des surfaces des cercles et des expressions trigonométriques, CLAUDEL. In-8°. *Nouv. tirage* 1928. (220 gr.) 19 50
Barème Morin pour le calcul des salaires, 1921. (1.120 gr.). 21 fr.
Tarif usuel selon le système métrique pour la réduction des bois carrés et en grume, CORDOIN. 26e édit. 1929. (150 gr.). 12 50

IV. — ÉCONOMIE. — LÉGISLATION

Précis de législation usuelle et commerciale, ANGLÈS et DUPONT. In-16, 4e édit. 1927. (540 gr.) 18 50
Précis de législation ouvrière et industrielle, DUPIN et DESVAUX-PENCIOLELLI. In-16, 2e édit. 1925. (510 gr.) ..... 22 fr.
La protection légale des dessins et modèles, CHABAUD. 1913 (790 gr.) ..... 25 fr.
Brevets d'invention. Marques et modèles. VAN DER HAEGHEN. In-8° 1927. (1.320 gr.) ..... 100 fr.
Précis de brevetabilité. *Essai de présentation mathématique de la brevetabilité,* A. PICARD. In-8°. 1928. (1.230 gr.) ..... 50 fr.
Traité administratif des travaux publics (*Nouvelle édition du dictionnaire administratif de* DEBAUVE), COURCELLE. In-8°, 3 volumes 1927. (3.100 gr.) ..... 250 fr.
Code de l'assistance, PENCIOLELLI. 1924. (220 gr.) ..... 12 fr.
Les salaires ouvriers et la richesse nationale, BAYLE. *Nouv. tirage* 1919. (570 gr.) 19 50
Les meneurs et la question des salaires dans l'industrie textile. DELVOYE. In-16. 1928. (200 gr.) ..... 15 fr.
Formules de salaires, PAINVIN. 1921. (80 gr.) 5.50
Comment établir les salaires de demain, DANTY-LAFRANCE. *Nouv. tirage* 1919. (120 gr.) ..... 7 fr.

V. — HYGIÈNE

Cours d'hygiène générale et industrielle, BATAILLER et TRESFONT. In-16, avec 148 figures. *Nouv. tir.* 1928. (610 gr.)..... 13 fr.
Organisation et Hygiène sociales, *Essai d'hominiculture,* AMAR. In-8°, avec 110 fig. 1927. (1.190 gr.)..... 126 fr.
Lois scientifiques de l'éducation respiratoire, AMAR. 1920. (430 gr.)..... 28 fr.
Applications de la biologie à l'art de l'ingénieur, IMBEAUX. In-8°. 1922. (400 gr.)..... 23 50
Hygiène et secours et premiers soins à donner aux malades et aux blessés, NOIR. In-16, avec 79 fig. 1896. (590 gr.)... 33 50

FASCICULE 2

ENSEIGNEMENT GÉNÉRAL et PROFESSIONNEL

Orientation professionnelle des jeunes gens et jeunes filles, MOUVET. In-8°. 1928. (450 gr.)..... 20 fr.
Pour l'ouvrier moderne, *Ecoles, classes, cours, examens professionnels,* CAILLARD. In-8°, avec fig. 1914. (510 gr.)..... 16 50

I. — MATHÉMATIQUES

Cours d'arithmétique, PHILIPPE et DAUCHY. 2e édit. (540 gr.) 25 fr.
Problèmes et exercices d'arithmétique, avec solutions, PHILIPPE et DAUCHY. 2e édit. 1924. (500 gr.)..... 25 fr.
Eléments d'algèbre, PHILIPPE et DAUCHY, 3e édit. 1925. (440 gr.). 19 fr.
Cours de géométrie, PHILIPPE et FROUMENTY. In-16 1925. I : 374 fig. 2e édit. 1925. (360 gr.), 15 fr.; II : 2e édit. 1928 (490 g.) 20 fr.
Notions élémentaires de géométrie descriptive appliquée au dessin, HARANG et BEAUFILS. 5e édit. 1928, 142 fig. (275 gr.). 9 75
Géométrie descriptive (*candidats A. et M.*), HARANG. 3e édit. 1929. (185 gr.)..... 10 fr.
Trigonométrie, HARANG. In-16, 113 fig. 2e édit. 1926. (220 gr.) 11 fr.
Trigonométrie rectiligne, par DORGEOT. 1920. (290 gr.).. 19 fr.
Cours préparatoire de mathématiques spéciales, Algèbre et trigonométrie, WEBER. In-8°. 1925, (1.010 gr.)..... 50 fr.
Mathématiques, DARIÈS, 310 fig. 2e édit. 1925, (660 gr.).. 42 fr.
Les mathématiques après l'école primaire, TRIPARD. 2e édit. 1922. (460 gr.)..... 15 fr.
Les mathématiques de l'ouvrier moderne, VEZO. In-16. 3 vol. Tome I : *Arithmétique, Algèbre,* 21 fig. 2e édit. 1927. (375 gr.), 13 fr. — Tome II : *Géométrie,* 575 fig. 2e édit. 1926. (410 gr.). 12 fr. — Tome III : *Mécanique.* 233 fig. 1926. (325 gr.)..... 14 fr.

Connaissances scientifiques *utiles aux aviateurs*, MARCOTTE et BÉRÉHARE. In-8°, avec 412 fig. 1918. (850 gr.) ..... 38 fr.
Le calcul intégral et différentiel à la portée de tout le monde, THOMPSON et GÉRARD. In-16, 3e édit. 1924. (470 gr.).... 35 fr.
Le calcul intégral facile et attrayant, BESSIÈRE. In-16, 2e édit. 1929. (255 gr.)..... 15 fr.
La pratique des abaques, JAMIN. Gr. in-8°. 1923. (650 gr.). 28 fr.
Le calcul des probabilités à la portée de tous, HALBWACHS et FRÉCHET. In-16, avec fig. 1924. (500 gr.)..... 29 fr.

II. — DESSIN

Carnet d'atelier. *A l'usage des Ecoles primaires supérieures et des diverses écoles professionnelles*, J.-M. VALMALETTE. In-8°, 1925. (125 gr.) ..... 4 fr.
Travaux graphiques, JAULIN, avec 739 fig. 1909. (650 gr.). 42 fr.
Traité de dessin géométrique, RAULT. Tome I : *Perspective conique* (partie élément.), avec atlas de 11 pl. 1920. (310 gr.), 15 fr.; Tome II : *Perspective conique*, avec atl. de 21 pl. 1921. (540 gr.)..... 25 fr.
Cours de dessin industriel, DUPUIS et LOMBARD. I : *Introduction*. 395 fig. et 3 pl. 2e édit. *Nouv. tir.* 1928. (480 gr.), 15 fr. 50; II : *Technique*, 280 fig. et 20 pl. 2e édit. *Nouv. tirage* 1929 (440 gr.). 15 fr.; III : *Planches d'exécution* de 32 pl. 2e édit. 1924. (420 g.). 18 fr.
Technique du croquis et du dessin industriel, MAREC. 3e édit. 1926. In-4°, avec 260 fig. et 4 pl. (420 gr.)..... 25 fr.
Traité pratique de dessin industriel, MARTIN. 4e édit. 1924. (330 gr.) ..... 30 fr.
Pour le dessinateur, DE THELLESME. (240 gr.). 1925..... 16 50
Nouveau traité pratique de projections orthogonales avec applications à la tôlerie et à la chaudronnerie, J. MARTIN. 1re partie, 2e édit. 1922. (630 gr.), 35 fr.; 2e partie, 2e édit. 1928. (340 gr.) 28 fr.
Le dessin et la composition décorative appliqués aux industries d'art, COUTY. In-16, avec 462 fig. *Nouv. tir.* 1922. (420 gr.). 24 fr.

III. — PHYSIQUE

Physique (*classes de Spéciales*), BOLL et FÉRY. Tome I : *Optique* 1927. 19 fr. 50; Tome II : *Chaleur, gaz, changements d'états, électricité, magnétisme*, 1929. (720 gr.)..... 38 50
Précis de physique, BOLL et FÉRY. 2e *édit. refondue*. In-8°. Tome I : *Statique, dynamique, pesanteur, hydrostatique, optique*, 1927. (600 gr.), 40 fr.; Tome II : *Chaleur, gaz, changements d'états, électricité, magnétisme*, 1927. (720 gr.) 38 50
Cours de physique générale, OLLIVIER. I : In-8°, avec 408 fig. 3e édit. 1927, 84 fr.; II : In-8°, avec 149 fig. 3e édit. 1929. (1.310 gr.), 63 fr.; III : In-8°, avec fig. 2e édit. 1923. (1.400 gr.)..... 63 fr.
Mécanique et physique à l'usage des candidats aux écoles d'Arts et Métiers, GOUARD et HIERNAUX. 1929. (690 gr.). 36 fr.
Notions de physique (section commerciale), CHAPPUIS et JACQUET. In-16, avec 271 fig., 2e édit. 1923. (350 gr.)..... 16 fr.
Eléments de physique (section industrielle), CHAPPUIS et JACQUET. In-16, avec 376 fig., 7e édit. 1927. (390 gr.)..... 17 fr.

IV. — CHIMIE (voir pages XLIX et suivantes.)

V. — MÉCANIQUE (voir pages XL et suivantes.)

VI. — ÉLECTRICITÉ (voir pages XLVI et suivantes.)

VII. — FRANÇAIS, HISTOIRE ET GÉOGRAPHIE

Les lectures de la profession, A. et L. FRANCHET. 2e édit. 1928. (320 gr.) 11 50

La culture générale des jeunes gens se destinant à l'industrie, A. FRANCHET et L. FRANCHET. In-16, 1921. (370 gr.) .... 13 fr.

Morceaux choisis des meilleurs auteurs français des XVIIe, XVIIIe et XIXe siècles, PÉRIÉ et CRÉPIN. 2e édit. 1925. (460 gr.)..... 20 fr.

Le français, l'histoire et la géographie, GRIGAULT. 1917. (290 gr.). 8 fr.

La composition française, l'histoire et la géographie, *aux examens des Ecoles d'A. et M.*, GRIGAULT. 1924. (110 gr.).... 6 fr.

Cours d'histoire contemporaine, RISSON et MOUSSET. I : *La France de* 1789 *à* 1848. 2e édit. *Nouv. tirage.* 1924. (230 gr.), 13 fr.; II : *La France et le monde de* 1848 à 1925. *Instruction civique.* 4e édit. 1925. (420 gr.) ..... 18 fr.

Cours de Géographie commerciale, BERTRAND, 2e *édit. mise à jour d'après les derniers traités.* 1925. (450 gr.) ..... 21 fr.

Géographie générale et économique, GRIGAUT. 1926. (450 gr.) 20 fr.

Collection des grands ports français (voir p. LIX).

VIII. — STÉNOGRAPHIE

Sténographie (système Prévost-Delaunay), JULIEN. 2e édit. 1926. (450 gr.) ..... 16 fr.

Cours progressif de sténographie, ZRYD. 2e édit. 1918. (420 gr.). 14 fr.

Sténographie, 20 devoirs (système Prévost-Delaunay). DEROUIN. (270 gr.). 1919 ..... 11 fr.

Adaptation phonétique à l'anglais, THIÉBAULT. 3e édit. 1922. (100 gr.) ..... 6 fr.

Adaptation phonétique à l'espagnol, POSTIF. 1920. (130 gr.). 8 fr.

IX. — LANGUES ÉTRANGÈRES

Je lis l'anglais, CHAMBONNAUD. In-8°. 1919. (230 gr.)..... 8 fr.

Fred and Maud at home (1er livre d'anglais), CHAMBONNAUD et TEXIER. 3e édit. *Nouv. tir.* 1926. (370 gr.)..... 19 fr.

Fred and Maud across the Channel (2e livre d'anglais), CHAMBONNAUD et TEXIER. 2e édit. *Nouv. tir.* 1926. (350 gr.).... 16 fr.

Fred and Maud round the World (cours supérieur d'anglais usuel), CHAMBONNAUD et TEXIER. In-16, avec fig. 1917. (380 gr.). 13 fr.

Business english (*anglais commercial*), CHAMBONNAUD et TEXIER, 1926. (400 gr.) ..... 21 fr.

L'anglais commercial et industriel, DELOGE et VAN GORP. 4e édit. 1928. (410 gr.) ..... 21 fr.

Formulaire français-anglais de correspondance commerciale. GILLY. 1927. (240 gr.)..... 16 fr.

Primer curso de lengua castellana, LOURTAU. 2e édit. *Nouv. tir.* 1925. (250 gr.) ..... 12 fr.
Segundo curso de lengua castellana, LOURTAU. 1912. (540 g.) 15 fr.
Vade-mecum espanol del commerciante, LOURTAU et ARIZMENDI. In-16, avec fig. et pl. 2e édit. 1920. (390 gr.) ..... 21 fr.
Cours d'allemand commercial, MERESSE. 2e éd. 1925. (230 gr.). 18 fr.

FASCICULE 3

MÉCANIQUE ET MACHINES

I. — GÉNÉRALITÉS

Cours de résistance des matériaux : *Application au calcul des éléments de machines,* BONHOMME. In-8°, 461 fig. 1919. (1.510 gr.) 98 fr.
Les machines motrices, DAUCHY et JACQUET. 1925. (480 gr.). 22 fr.
Comment tenir compte des chocs dans les calculs pratiques de résistance des matériaux, par JANNIN. In-8°. 1925. (490 g.) 49 fr.
La mécanique appliquée, théorique, numérique et graphique, DORGEOT. In-4°, avec 617 fig. 1918. (1.740 gr.) ..... 98 fr.
Cinématique théorique et appliquée, DORGEOT. 1919. (1.020 gr.). 77 fr.
Cours élémentaire de mécanique industrielle, GOUARD et HIERNAUX. I, 367 fig. 3e éd. 1928. (480 gr.), 19 fr.; II, 327 fig. 2e éd. *Nouv. tir.* 1925, (440 gr.), 19 fr.; III, 196 fig. 3e éd. 1928, (320 gr.) ... 15 fr.
Mécanique, hydraulique, thermodynamique, DARIÈS. 2e édit. 1906. (920 gr.) ..... 55 fr.
Principes généraux de thermodynamique, MONTEIL. 1920. (410 gr.) ..... 25 fr.
Etudes sur la chaleur, ROSZAK. In-8°. 1925 (610 gr.) ..... 50 fr.
Nouvelles études sur la chaleur, ROSZAK et VÉRON. In-8° : avec fig. 1929. (1.450 gr.) ..... 208 fr.
La transmission de la chaleur, TEN BOSCH, traduit sur la 2e édit. allemande, par P. L. In-8°. 1929. (720 gr.). *En préparation.*
Précis de technologie mécanique, FLEURY. 1919. (590 gr.). 50 fr.
Des mécanismes élémentaires, LOCHE. 395 fig. 1919. (320 g.) 28 fr.
Théorie simplifiée des mécanismes élémentaires, LOCHE. 1920. (270 gr.) ..... 19 fr.
Les essais de machines, ROYDS, trad. par B. GIRAUD. 1925. (1.310 g.) 98 fr.
La pratique des essais de machine, BOYER-GUILLON. 1927. (630 gr.). 67 fr.
Aide-mémoire de l'ingénieur-mécanicien, IZART. 5e édition 1928. (1.600 gr.) ..... 95 fr.
Guide pratique de l'ouvrier mécanicien. WALKER-HAPPICH. In-16. 303 fig. 1927. (560 gr.) ..... 36 fr.
Guide pratique d'atelier, PERDRIAT. 1921. (170 gr.) ..... 21 fr.
Manuel du mécanicien, MAILLOT. 3e éd. *N. t.* 1924. (240 gr.). 14 fr.

Mécanique. *Formulaire d'Atelier*, ADAM. 1927. (125 gr.).... 10 50
Pour le monteur mécanicien, A. LEFÈVRE. *En préparation.*
Pour l'ajusteur mécanicien, A. LEFÈVRE. 2e éd. 1928. (208 g.) 17 25
Pour le contremaître industriel, A. LEFÈVRE. 1926. (175 gr.) 16 50
Carnet d'atelier. Exercices gradués d'ajustage *à l'usage des cours d'apprentissage, des Ecoles et des cours professionnels*, A. MARQUET. In-4°. 1929. (220 gr.)..... 16 fr.
Carnet d'atelier, *à l'usage des Ecoles primaires supérieures et des diverses écoles professionnelles*, J.-M. VALMALETTE. In-8°. 1929. (125 gr.)..... 4 fr.
Le travail manuel des métaux : forge, chaudronnerie, ajustage, HOUA. In-16, 192 fig. 1923. (220 gr.)..... 12 fr.
Manuel de traçage dans la chaudronnerie et la charpente en fer, HERMANN et DEYSINE. 1924. (210 gr.)..... 18 fr.
Traçage des constructions métalliques et de chaudronnerie, BOTTIEAU. 2 vol. 1926. (770 gr.)..... 55 fr.
Pour le chaudronnier, TUROT-LEDOUX. In-16. 1929. (260 gr.) 19 50
Formulaire du tôlier-chaudronnier, ADAM. In-16, 1929. (155 gr.). 12 50
Aide-mémoire de l'ouvrier mécanicien, JACQUET. 2e édit. 1920. (300 gr.)..... 21 fr.
Recueil d'essais d'ajustage, LE COZLER. 1925. (360 gr.)... 22 fr.
Le petit outillage moderne du mécanicien, JACQUET. 2e édit. 1927 (190 gr.)..... 12 fr.
Le contremaître mécanicien, LOMBARD et CAEN. 2e édit. 1925. (660 gr.)..... 42 fr.
Les Engrenages. *Calcul. Rendement. Exécution. Applications à l'automobile*, R. MIGNÉE. In-8°, avec fig. 1929. (550 gr.)..... 56 fr.
Les ressorts, REYNAL. In-16. 2e édit. 1927. (160 gr.)..... 20 fr.
Recueil de graphiques, C. REYNAL, 16 pl. 1924. (430 gr.).. 35 fr.
Etude sur les courroies de transmission, CARLIER. 1923. (130 gr.) 14 fr.
Comment utiliser au mieux les courroies de transmission, GUILLOU. In-16. 1927. (190 gr.)..... 8 fr.
La pratique du graissage, THOMSEN et CHAILLOU. 1925. (1.500 gr.). 119 fr.

II. — CHAUDIÈRES ET MACHINES A VAPEUR

Chaudières à vapeur, DEJUST et TURIN. 2e édit. 1919. (960 g.) 71 50
Cours pratique de chauffe et de chaudières industrielles, JOLLY. In-16, avec 276 fig. 1928. (470 gr.)..... 32 fr.
La chaufferie moderne. Alimentation des chaudières et tuyauteries à vapeur, GUILLAUME et TURIN. 2e édit. 1921. (860 gr.) 53 fr.
La chaufferie moderne. Les foyers de chaudières, TURIN. 484 fig. 2e édit. 1925. (1.060 gr.)..... 91 fr.
Méthodes économiques de combustion dans les chaudières à vapeur, IZART, 115 fig. 4e édit. 1920. (1.000 gr.),..... 56 fr.
Machines à vapeur et machines thermiques diverses, DEJUST. et DOZOUL, 440 fig. 2e édit. 1925. (810 gr.)..... 68 fr.
Cours de machines à vapeur, JOLLY. 350 fig. 1924. (470 gr.). 48 fr.
L'aptitude élastique des tuyauteries de vapeur au point de vue dilatation, H. CARLIER. In-8°. 76 fig. 1928. (300 gr.)..... 45 fr.

Législation et contrôle des appareils à vapeur, CUVILLIER. 1928. (480 gr.) ..... 44 fr.
Turbines à vapeur et à gaz, A. STODOLA, trad. par E. HAHN. 2 vol. avec 1.138 fig. et 6 planches. 2e édit. 1925. (4.500 gr.).... 445 fr.
Diagramme de Mollier, STODOLA et HAHN. 3 pl. 1926. (210 gr.) 25 fr.
Les turbines à vapeur, GOUDIE et GIRAUD. 1921. (1.550 gr.). 84 fr.
Les allettages des turbines à vapeur multiples à action, CH. COLOMBI. In-8°. 1929. (190 gr.)..... 16 fr.
Incidents de fonctionnement des machines à vapeur, HAMKENS. In-16, avec 276 figures. 1921. (400 gr.)..... 35 fr.

III. — MACHINES ET TURBINES HYDRAULIQUES POMPES, COMPRESSEURS

Cours d'hydraulique théorique, MONTEIL. 1919. (310 gr.). 21 fr.
Machines hydrauliques, BERGERON. In-16, avec 472 fig. 1928. (1.120 gr.) ..... 95 fr.
Les turbines hydrauliques et les turbo-pompes, R. THOMANN. Traduit par P. ILTIS. In-8°, avec 147 fig. 1924. (790 gr.). 49 fr.
Nouvelle théorie et calcul des roues-turbines, LORENZ, ESPITALLIER et STREHLER. In-8°, avec 121 fig. 1913. (850 gr.)... 44 50
Les turbines hydrauliques à grand débit, DE MORSIER. 1920. (220 gr.) 16 50
Les pompes centrifuges, C. PFLEIDERER, traduit par BERGERON In-8° avec fig. 1929. (960 gr.)..... 110 fr.
Les ventilateurs. WIESMANN, trad. par PELET. 1927. (540 gr.). 48 fr.

IV. — MOTEURS A GAZ, DIESEL, etc

Les moteurs à gaz, HAEDER et VARINOIS, tome I, 4e édit. 1925. (590 gr.). 56 fr.; tome II. 4e édit. 1925. (820 gr.)..... 70 fr.
Cours élémentaire à l'usage des monteurs et conducteurs de moteurs à gaz, GUILLOU. In-16, 27 fig. 1920. (900 gr.)... 21 fr.
Cours de moteurs industriels à combustion interne, JOLLY. In-16, avec 184 fig. 1920. (390 gr.) ..... 24 fr.
Théorie succincte, conduite et entretien du moteur Diesel, LE GALLOU. In-8°, avec 145 fig. 2e édit. 1925. (1.090 gr.)..... 53 fr.
Les moteurs à huile lourde, à injection directe (*semi-Diesel*), LE GALLOU. In-8°, 113 fig. 1924 (920 gr.)..... 53 fr.
Les moteurs Diesel et les moteurs semi-Diesel, VAILLOT, 2 vol. In-4°, avec 1.050 fig. et 29 pl. 1923. (4.290 gr.)..... 308 fr.

V. — MACHINES-OUTILS ET APPAREILS DE LEVAGE

Les machines-outils pour le travail des métaux, JACQUET. In-8°. avec 173 fig. 1922. (220 gr.)..... 17 fr.
Les scieries et les machines à bois, RAZOUS. 2e édit. 1926. (790 gr.). 40 fr.
L'usinage du bois, PETIPAS. In-8°. 35 fig. 1923. (620 gr.).. 39 fr.
Cours de technologie du bois, MASVIEL. Tome I : 338 fig. 3e édit. 1926.(520 gr.), 23 fr.; Tome II, 2e édit. 1925. 286 fig. (610 gr.) 27 fr.
Le soiage des métaux, CODRON. In-4°. 1922. (1.870 gr.). 126 fr.

La taille des métaux, TAYLOR et DESCROIX. *N. t.* 1919. (920 g.). 44 50
Les broches à mandriner et le mandrinage à la broche, VIALL et VARINOIS. In-8°. 1922. (520 gr.)..... 42 fr.
Montages d'usinage et outils spéciaux, COLVIN et HAAS. In-8°, avec 39 fig. 1920. (420 gr.)..... 39 fr.
Manuel de l'ouvrier tourneur et fileteur, LOMBARD. 5e édit. 1926. (250 gr.)..... 18 fr.
Guide du tourneur-décolleteur, ADAM. In-16. 1927. (160 gr.). 12 fr.
Manuel du tourneur-mécanicien, ADAM. In-8°. 8e édit. 1928. 9 fr.
Pour le tourneur et le conducteur de machines-outils, LEFÈVRE. In-16. 1928. (290 gr.)..... 19 50
Guide pratique de mécanique, filetage et taillage, BOUDOT. In-16. 4e édit. 1928. (110 gr.)..... 8 fr.
Le fraisage, VARINOIS. In-8°, 586 fig., 2e édit. 1923. (1.560 gr.) 126 fr.
Le fraisage, HANEN. In-8°, 82 fig. 2e édit. 1920. (210 gr.).. 16 50
L'emboutissage, GIANOLI. In-8°, 224 fig. et 3 pl. 1920. (570 gr.) 49 fr
Poinçons et matrices, STANLEY et VARINOIS. 1923. (1.020 gr.). 77 fr
Découpage, matriçage, poinçonnage et emboutissage, WOODWORTH et RICHARD. In-8°, 685 fig. *Nouv. tir.* 1920. (780 gr.). 56 fr.
Outillages à découper et à emboutir, V. RICORDEL. in-16, 2° édit. 1929. (250 gr.)..... 21 fr.
L'outillage américain pour la fabrication en série, WOODWORTH et VARINOIS. 2e édit. *Nouv. tir.* 1920. In-8°, 601 fig. (910 gr.). 70 fr.
Le travail à la meule dans la construction mécanique, COLVIN et VARINOIS. In-8°, 286 fig. *Nouv. tir.* 1920. (970 gr.)..... 67 fr.
La rectification des pièces mécaniques, GUÉNARD. In-8°, avec. fig. 1929. (480 gr.). *Sous presse.*
L'air comprimé ou raréfié, sa production, ses emplois, R. CHAMPLY. In-8°, avec fig. 1929. (690 gr.)..... 67 fr.
Mécanique, électricité et construction appliquées aux appareils de levage, ROUSSELET. Gr. in-8°. I : *Les ponts roulants actuels.* 286 fig. et 11 pl. 2e édit. 1921. (2.220 gr.), 133 fr.; II : *Les ponts roulants à treillis et les grues à portiques actuels.* 2e édit. 1929. (2.590 gr.)..... 178 fr.
Appareils de levage, PACORET. 2 vol. in-8°. Tome I : 460 fig. 1922. (1.500 gr.). 114 fr.; Tome II : 19 fig. 1922. (450 gr.)..... 36 fr.

VI. — MACHINES MARINES

Cours élémentaire de machines marines, OUDOT. 3e édit. 1925. (360 gr.)..... 20 fr.
L'hélice propulsive, LORAIN, avec 92 fig. 1925. (430 gr.).. 35 fr.
Les turbines à vapeur marines, SOTHERN. 1908. (620 gr.). 22 fr.
Turbines à vapeur, STODOLA (voir page XLII).

VII. — DIVERS

Notice pratique sur les instruments de pesage-types (Construction, ajustage, vérification), RAMBAUD. 3e éd. 1922. (280 gr.). 21 fr.
Réparation, montage et entretien des instruments de pesage usuels, GUEIDON. In-8°, 171 fig. 1926. (270 gr.)..... 52 fr.

Les appareils transporteurs mécaniques de bureau, J. JACOB. In-8°, avec 213 fig. 1928. (460 gr.)..... 48 fr.
A. B. C. de l'apprenti horloger, BOURDAIS et GRALL. 4e édit. 1928. (295 gr.)..... 15 fr.

FASCICULE 4

AUTOMOBILISME. — AÉRONAUTIQUE

I. — AUTOMOBILISME

La Vie Automobile, *publication bi-mensuelle illustrée.* Ab. annuel : France, 74 fr.; Etr. 140 fr. (120 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit), le n° ordinaire 4 50
La Technique Automobile et Aérienne, *publication trimestrielle illustrée.* Ab. annuel : France, 25 fr.; Etr. : 35 fr. (32 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit), le n°..... 7 50
Cours d'Automobile (1926-27) de *la Vie Automobile.* 1928. (240 gr.). 21 fr.
Pour le chauffeur d'auto, ROUSSET. 1926. (270 gr.)..... 15 fr.
Traité élémentaire d'automobile, PETIT. In-8°. 1919. (1.520 gr.). 77 fr.
Organisation et fonctionnement des véhicules automobiles, P. PRÉVOST. In-8° avec 711 fig. 1928 (1.480 gr.). Br..... 84 fr.
Pourriez-vous me dire? (The man who knows). I : *Le moteur* (*épuisé*), II : *Le châssis.* In-16. 1913. (660 gr.)..... 16 50
L'acier dans la construction automobile. Le fer et ses dérivés, DELESTRADE. In-8°. 1919. (490 gr.)..... 35 fr.
Le moteur à essence adapté à l'automobile et à l'aviation, BOILEAU. In-4°, avec 163 fig. et 5 pl. 1918. (1.010 gr.)..... 35 fr.
Le moteur à essence, CARLÈS. In-8°. 1918. (960 gr.)..... 70 fr.
Construction des moteurs à explosions, CASALONGA. 1919. (1.210 gr.) 56 fr.
La voiture à essence, HELDT et PETIT. In-8°. I. *Le moteur,* 1920. (1.270 gr.), 91 fr. — II. *Le châssis,* 1922. (1.220 gr.)..... 91 fr.
Réglage et essais des moteurs à explosion. R. LAMY. In-8°, 158 fig. 1929. (570 gr.)..... 64 fr.
Les moteurs à deux temps, VENTOU-DUCLAUX. 1929. (640 g.). 34 fr.
L'allumage des moteurs d'automobile, SAUR et MARTENOT DE CORDOUX. In-16, avec 34 fig. 2e éd. 1924. (200 gr.)..... 14 fr.
La bicyclette à moteur, P. CARRÉ. In-16. 1924. (180 gr.)... 11 fr.
Carnet de route de « La Vie Automobile », PÉRISSÉ. *Nouv. tirage* 1922. (150 gr.)..... 14 fr.
Organisation et comptabilité des transports automobiles, CAQUAS. In-4°. 1920. (150 gr.)..... 11 fr.

BIBLIOTHÈQUE DU CHAUFFEUR

Eléments de mécanique et d'électricité, DE VALBREUZE et LAVILLE. In-16, 122 fig. 1907. (540 gr.)..... 21 fr.
Principes et recettes, RAVIGNEAUX et IZART. In-16. 1906. (470 gr.). 16 50
Précis d'automobile, CONTET. In-16, 2e édit. 1924. (510 gr.). 30 50
Le chauffeur au garage, PRÉVOST. In-16. T. I : *Organisation du garage privé*, 43 fig. 1926. (365 gr.), 22 fr.; T. II : *Les réparations et leur contrôle*. 70 fig. 1926. (365 gr.)..... 22 fr.
Choix, dépenses, conduite d'une voiture automobile, P. PRÉVOST. In-16. 1925. (370 gr.)..... 23 fr.
Le moteur, PETIT. In-16, avec 197 fig. 6e édit. 1921. (730 gr.). 56 fr.
L'équipement électrique des voitures automobiles, P. PRÉVOST. In-16. 2e édit. 1928 (325 gr.)..... 28 fr.
Allumage électrique des moteurs, SAINTURAT. I : *Allumage par batteries et transformateurs*. In-16, avec 149 fig. 1910. (520 gr.), 21 fr.; II : *Allumage par magnétos (épuisé)*.
Transmission, embrayage, changement de vitesse et cardan, RUTISHAUSER. In-16, avec 203 fig. 2e édit. 1917. (540 gr.). 25 fr.
Le pneumatique, PETIT. In-16, avec 76 fig. 1912. (600 gr.). 23 fr.

II. — AÉRONAUTIQUE

Le bréviaire de l'aviateur, LEFORT. In-8°. 1922. (1.000 gr.). 72 50
Connaissances scientifiques utiles aux aviateurs, MARCOTTE et BÉRÉHARE. In-8°, avec 412 fig. 1918. (850 gr.)..... 38 fr.
L'aviation de transport, HIRSCHAUER. In-4°. 1920. (1.270 gr.) 53 fr.
L'année aéronautique, HIRSCHAUER et DOLLFUS. 1919-20. (640 gr.), 35 fr.; 1920-21. (980 gr.), 49 fr.; 1921-22. (690 gr.), 42 fr.; 1922-23. (490 gr.), 42 fr.; 1923-24 (*épuisé*). 1924-25. (780 gr.), 42 fr.; 1925-26. (740 gr.), 42 fr.; 1926-27. (980 gr.), 42 fr.; 1927-28. (1.040 gr.), 42 fr.
Manuel élémentaire du mécanicien d'aviation, FOURCAULT. 1920. (210 gr.)..... 16 50
Nos maîtres les oiseaux, ŒHMICHEN. In-8°. 1920. (480 gr.). 25 fr.
Comment volent les oiseaux? DESMONS. In-8°. 1910. (300 gr.) 14 fr.
Le vol plané, BRETONNIÈRE. In-8°, avec 3 pl. 1909. (120 gr.). 5 60
Les moteurs à explosions dans l'aviation, MASMÉJEAN et BÉRÉHARE. I: 1918. (570 gr.), 50 fr.; II: 1920. (550 gr.), 50 fr.; III: 1924. (860 gr.)..... 75 fr.
Réglage des moteurs d'aviation, R. BARRAU. In-16. 1924. (140 gr.). 14 fr.
Guide de l'aéronaute-pilote, RENARD. In-16. 1910. (420 gr.). 14 fr.
Notions pratiques d'électricité appliquées à l'aviation, GOURDOU. In-8°, avec 83 fig. 1917. (280 gr.)..... 14 fr.
Les matériaux des constructions mécaniques et aéronautiques, MARCOTTE et BÉRÉHARE. In-4°. 1921. (1.510 gr.)..... 72 50

FASCICULE 5

ÉLECTRICITÉ, TÉLÉGRAPHIE, TÉLÉPHONIE

I. — ÉLECTRICITÉ

L'Electricien, bi-mensuel Abt. France, 52 fr.; Etr., 90 fr. (78 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit), le n°. 3 25
Notions d'électricité générale, FLEURY. In-16. 1921. (640 g.) 39 fr.
Précis d'électricité industrielle. *Les appareils à courants alternatifs,* SOUBRIER. In-8°, 109 fig. 1922. (230 gr.)..... 16 50
Traité d'électricité théorique (*prép. à l'Ecole supérieure d'Electricité*), J. CARVALLO. (1.110 gr.). 1922..... 70 fr.
Electricité, GRININGER. I : *Théorie et production.* 2e édit. 1923. (850 gr.), 60 fr.; II : *Applications industrielles,* 2e éd. 2 vol. 1926. (1.550 gr.)..... 106 fr.
Les lois fondamentales de l'électrotechnique, DEPREZ et SOUBRIER. In-16, avec 301 fig. 1919. (820 gr.)..... 56 fr.
Cours pratique d'électricité, ROBERJOT. In-16. 1921. (410 g.). 20 fr.
Cours élémentaire d'électricité industrielle, ROBERJOT. 3e édit. 1928. In-16, avec 474 fig. (680 gr.)..... 24 fr.
Principes d'électrotechnie, E. PIERARD. Tome I, in-8°. 4e éd. 1924. (810 gr.), 64 fr.; — Tome II, in-8°. 3e éd. 1920. (1.020 gr.), 64 fr.; — Tome III, in-8°, 3e éd. 1922. (560 gr.)..... 44 50
Electricité industrielle. Recueil de problèmes élémentaires avec schémas, F. HARANG. In-16, avec 167 fig. 1921. (330 gr.). 18 fr.
Travaux pratiques d'électricité industrielle, ROBERJOT. I : *Mesures industrielles.* 3e éd. 1925. (410 gr.), 18 fr.; II : *Etude des machines électriques. Propriétés. Essais.* 3e édit. 1925. (420 gr.), 18 fr.; III : *Installations intérieures.* 3e édit. 1925. (460 gr.), 19 fr.; IV : *Usines génératrices.* 2e édit. 1926. (340 gr.)..... 17 fr.
Cours d'électrotechnique, *courants alternatifs,* GILLON. 1921. (560 gr.)..... 54 fr.
L'électrotechnique des praticiens, FISCHER-HINNEN-GAIBROIS. In-8°. 624 pages. 332 fig. 1926. (1.200 gr.)..... 95 fr.
L'électricité à la portée de tout le monde (d'après l'ouvrage de Georges CLAUDE), MAURER. In-8°. 1928. (875 gr.)..... 25 fr.
Pour l'électricien, DE THELLESME. 2e édit. 1929. (225 gr.). 17 50
L'électricité industrielle à la portée de l'ouvrier, ROSENBERG et MAUDUIT. In-16, avec fig. 7e édit. *Nouv. tir.* 1928. (700 gr.). 44 fr.
Manuel pratique de l'ouvrier électricien-mécanicien, SCHULZ, traduit par STERNBERG. In-8°. 1922. (420 gr.)..... 24 fr.
Guide élémentaire du monteur électricien, GALSBERG et HAPPICH. In-8°, avec 231 fig. 1923. (520 gr.)..... 26 fr.
Aide-mémoire et schémas de l'entrepreneur électricien, MAURER. In-16, avec 364 fig. 1923. (610 gr.)..... 58 50

Technique du métier d'électricien, CAILLAULT. 2e édit. 1922. (350 gr.) ..... 17 fr.

Installations électriques de force et lumière. *Schémas de connexions,* CURCHOD. In-8°, 85 pl. 5e édit. 1925. (690 gr.)... 42 fr.

Les maladies des machines électriques, SCHULZ et HAPPICH. 3e édit. *Nouv. tir.* 1926. In-16 44 fig. (140 gr.)..... 12 50

Recueil de problèmes avec solutions sur l'électricité, VIEWEGER et CAPART. 5e édit. 1926. (875 gr.)..... 67 fr.

Mesures électrotechniques, TURPAIN. In-8°. 1920. (590 gr.). 28 fr.

Unités électriques, SZARVADY. In-8°. 1919. (160 gr.).... 18 fr.

Génératrices de courant et moteurs électriques, GUTTON. 3e édit. 1927. (570 gr.) ..... 49 fr.

Les machines asynchrones à champs tournants, à bagues et à collecteur. LANGLOIS. In-8°. 268 p. 120 fig. 1926. (620 gr.). 53 50

Comment choisir un moteur électrique? MAURER. In-8°. 234 p. 152 fig. 1926. (500 gr.)..... 44 50

Machines électriques, électrotechnique appliquée, MAUDUIT. In-8°, avec 566 fig. 4e édit. *En préparation.*

La sollicitation mécanique des roues polaires tournant à grande vitesse, WERNER, traduit par SCHEPSE. In-8°·1924. (300 gr.) 39 50

Transformateurs et moteurs d'induction. CLÉMENT. In-8°. 2e éd. 1928. (685 gr.)..... 59 fr.

La construction économique de la machine électrique, VIDMAR et SCHEPSE. In-8°. 1923. (290 gr.)..... 25 fr.

Théorie industrielle de l'électricité et des machines électriques, VERDURAND. In-8°, avec 342 fig. 1919. (1.190 gr.)..... 62 fr.

Cours d'électricité industrielle. *Le courant continu,* MAGONETTE. In-8°, avec 211 fig. et 41 pl. 1923. (660 gr.)..... 35 fr.

Dynamos et moteurs électriques, GILLON. 1924-1925. (1.750 gr.). 224 fr.

Plans et croquis de machines électriques, GILLON. 1924. (850 gr.). 49 fr.

Cours de mesures et essais de machines électriques, GILLON. In-8°. 282 p. 365 fig. 1927. (575 gr.)..... 100 fr.

L'électricité et ses applications industrielles, GILLON. T. I: 1920, (510 gr.), 54 fr.; T. II: 1921, (570 gr.), 54 fr.; T. III: 1921, (450 gr.). 54 fr.

Etude résumée des accumulateurs électriques, JUMAU. In-8°. avec 124 fig. 3e édit. 1928. (620 gr.)..... 58 fr.

Les maladies de l'accumulateur au plomb, KRETSCHMAR et WALTER. In-16, 82 fig. 1924. (300 gr.)..... 22 fr.

Théorie des enroulements des machines à courant continu, SZARVADY. In-8°, avec 40 fig. 1918. (240 gr.)..... 23 50

La construction des bobinages électriques, CLÉMENT. 2e édit. 1926. (750 gr.) ..... 60 fr.

L'exécution des enroulements des machines triphasées, M. LE CADRE. *En préparation.*

Schémas et règles pratiques de bobinage des machines électriques, TORICES et CURCHOD. 54 pl. 3e édit. 1927. (220 gr.). 18 fr.

Essais des fils et câbles isolés au caoutchouc, A.-R. MATTHIS. In-16, 18 fig. 1923. (300 gr.)..... 21 fr.

Deuxièmes notes sur les huiles pour transformateurs, MATTHIS. In-8°, 196 p. 21 fig. 1926. (270 gr.) 44 50
Stations centrales de production et sous-stations de transformation d'énergie électrique, VELLARD. 113 fig. 1924. (520 gr.). 42 fr.
Installations électriques à haute et basse tension, MAUDUIT. 2 vol. in-8° de 1.406 p., 578 fig. 1926. (1.900 gr.) ..... 210 fr.
La protection des réseaux et des installations électriques contre les surtensions, CAPART. In-8°, 2e édit. 1920. (620 gr.) ..... 39 fr.
Appareillage électrique haute tension, BRESSON, *En préparation.*
Abaques pratiques pour le calcul des lignes de transport de force. GARNIER. 1921. (380 gr.) ..... 35 fr.
Production et vente de l'énergie électrique, BOILEAU. 1919. (190 gr.) 12 50
Les aimants. PICOU. In-8°. 110 p. 1927. (240 gr.) ..... 20 fr.
Manuel de l'éclairage et applications pratiques, FOURCAULT. In-8°. 1928. (565 gr.) ..... 46 fr.
Le chauffage électrique, BOILEAU. In-8°. 1920. (530 gr.). 35 fr.
Les compteurs d'électricité, FICHTER. In-8°, 1929. (730 gr.). 67 fr.
Comptage de l'énergie électrique en courant alternatif, TARTINVILLE. *En préparation.*
Pour éviter l'électrocution, ROUSSEL. In-16. 1927. (105 gr.). 6 fr.
Les fours électriques industriels et les fabrications électrothermiques, ESCARD. In-8°, 250 fig. 2e édit. 1924 (1.540 gr.). 119 fr.
Fours électriques de laboratoire, ESCARD. 2e édit. 1920. (260 gr.). 16 50
La technique de la houille blanche, PACORET. 1920. (Voir p. LIX).
Manuel pratique des autorisations de voirie pour les distributions d'énergie électrique, BOUGAULT. In-8°. 1920. (740 gr.) 20 fr.

II. — TÉLÉGRAPHIE

Le système de télégraphie Baudot et ses applications, MERCY. In-8°, avec 236 fig. 3e édit. 1924. (700 gr.) ..... 50 fr.
Radiotélégraphie, radiotéléphonie, DEJUSSIEU. 1924. (410 gr.). 17 fr.
Manuel pratique de l'amateur de T. S. F., DUROQUIER. 1925. (310 gr.) 17 50
Théorie simplifiée de la téléphonie et de la télégraphie sans fil, VERDURAND. 3e édit. 1923. (130 gr.) ..... 7 fr.
Radiotélégraphie pratique et radiotéléphonie, MAURER. In-8°, avec 261 fig. 2e édit. 1924. (1.050 gr.) ..... 60 fr.
Les grandes étapes de la Radio, GUINCHANT. I. *Les premières découvertes.* (150 gr.) 9 50

III. — TÉLÉPHONIE

Installations téléphoniques, SCHILS et CORNET. 5e édit. 1925. (460 gr.) ..... 35 fr.
La téléphonie automatique, MILHAUD, 199 fig. 1925. (520 gr.) 49 fr.

FASCICULE 6

CHIMIE. — ANALYSE CHIMIQUE

I. — CHIMIE GÉNÉRALE ET INDUSTRIELLE

Dictionnaire anglais-français-allemand des mots et locutions intéressant la physique et la chimie, CORNUBERT. 1922. (770 gr.). 70 fr.

Encyclopédie chimique, publiée sous la direction de M. FRÉMY. 67 vol. in-8°, avec fig. — *Conditions de vente sur demande.*

Les mathématiques du chimiste, GAY. In-8°. 1926. (565 gr.). 28 fr.

Chimie générale et industrielle, MOLINARI et MONTPELLIER. In-8°. Tomes I et II : *Chimie inorganique* (*Introduction ; métalloïdes*), 1920. (2.380 gr.), 119 fr. Tome III (*métaux*). 1921. (1.350 gr.), 90 fr. Tome IV (*Chimie organique*, 1re partie). 1923. (1.380 gr.), 112 fr. Tome V (*Chimie organique*, 2e partie). 1926. (1.500 gr.) ..... 140 fr.

Memento du chimiste, BOLL et BAUD, I. *Partie scientifique.* In-16. 676 p. 1927. (700 gr.) ..... 105 fr.
II. *Partie industrielle.* In-16, 686 pages. 1927. (700 gr.) ..... 95 fr.

Pour le chimiste, CHAPLET. In-16, avec 140 fig. 1925. (230 gr.) 16 50

Cours de chimie, *Lois générales. Métalloïdes.* BOLL. (740 gr.). 1927. 47 fr.

Cours de chimie. *Métaux* et *Cations*, BOLL et ALLARD. In-16, avec 62 fig. 1928. (540 gr.) ..... 39 fr.

Précis de chimie. P.-C.-N. BOLL et CANIVET. 1927. (820 gr.). 56 fr.

La chimie des complexes inorganiques, SCHWARZ et JULLIARD. In-16, avec 41 fig. 1922. (110 gr.) 16 50

Traité de chimie générale, NERNST et CORVISY. In-8°. 2e édit. I. *Propriétés générales des corps.* — *Atome et molécule.* 1922. (1.170 gr.). 84 fr. ; II. *Transformations de la matière et de l'énergie.* 1923. (1.000 gr.) 84 fr.

Cours élémentaire de chimie industrielle, TOMBECK et GOUARD. In-16, avec fig. 3e édit. *Nouv. tir.* 1928. (430 gr.) ..... 15 fr.

Cours de chimie (*sect. commerc.*), CHARABOT et MILHAU. 3e édit. 1929. (480 gr.) ..... 17 fr.

Chimie à l'usage des candidats aux Ecoles d'arts et métiers, TOMBECK et GOUARD. In-16, avec 160 fig. 1920. (430 gr.) ... 21 fr.

La chimie à la portée de tous, HISKISCH. 41 fig. 1920. (600 gr.). 40 fr.

Les méthodes de la chimie organique, WEYL et CORNUBERT. In-4°. I. *Généralités*, 280 fig. 2e édit. 1921. (1.730 gr.), 91 fr. ; II : *Monographies. Nouv. tir.* 1921. (1.790 gr.), 91 fr. ; III : *Monographies. Nouv. tir.* 1923. (1.750 gr.), 112 fr. ; IV : avec fig. 1920. (2.090 gr.) ..... 112 fr.

Travaux pratiques de chimie organique, ULMANN et CORNUBERT. In-8°, avec 26 fig. 2e édit. *Nouv. tir.* 1925. (340 gr.) ..... 27 fr

Chimie des colloïdes. Applications industrielles, P. BARY. In-8°. 1928. (180 gr.) ..... 14 fr.

Les colloïdes : leurs gelées, leurs solutions, BARY. In-8°, 105 fig. 1921. (1.170 gr.) ..... 84 fr.
Chimie colloïdale, ZSIGMONDY. 1926. (1.050 gr.) ..... 90 fr.
Les colloïdes métalliques, BARY. In-8°, 13 fig. 1920. (260 gr.). 16 50
Osmose. Dialyse. Ultrafiltration, GENIN. In-8°. 1928. (510 g.) 48 fr.
Eléments de marchandises. In-16°. I : *Bois, matériaux de construction, combustibles, eaux minérales et gazeuses,* JACQUET et TOMBECK. 2e édit. 1923. (330 gr.), 15 fr. 50; II : *Métallurgie, métaux,* JACQUET et TOMBECK. 2e édit. 1924. (360 gr.), 17 fr.; III : *Produits chimiques.* SON et MARTIN. 2e édit. 1925. (230 gr.), 7 fr. 50; IV : *Matières alimentaires,* BROTTET et LELEU. 2e édit. 1925. (290 gr.), 13 fr.; V : *Matières grasses, textiles et diverses,* BROTTET et LELEU. 2e édit. 1926. (340 gr.) ..... 13 fr.
L'appareillage mécanique des industries chimiques, PARNICKE et CAMPAGNE. In-8°, avec 298 fig. *Nouv. tir.* 1920. (810 gr.). 58 50
La récupération des solvants volatils, ROBINSON. In-8°, avec 73 fig. 1928. (420 gr.) ..... 46 fr.
Les métaux des terres rares, SPENCER et DANIEL. 1922. (710 gr.). 56 fr.
L'électrochimie et l'électrométallurgie, LEVASSEUR. In-8°, avec 128 fig., 3e édit. 1928 (700 gr.) ..... 65 fr.

II. — ANALYSE CHIMIQUE

Précis d'analyse chimique. BOLL-LEROIDE. T. I : *Principes généraux, tables numériques.* In-8°. 1927. (635 gr.), 50 fr.; T. II : *Cations.* In-8°, 1927. (960 gr.), 72 fr. T. III : *Anions.* In-8°, 1929. (900 g). 77 fr.
Essais et analyses, ROSSET. In-8°, avec figures. 1920. (220 gr.) 10 fr.
Essais chimiques des marchandises, LÉVI. 1913. (310 gr.). 10 fr.
Chimie analytique, TREADWELL et BOLL. I : *Analyse qualitative.* In-8°, 29 fig. et 3 pl. 4e édit. *Nouv. tir.* 1925. (760 gr.), 60 fr.; II : *Analyse quantitative.* In-8°, 125 fig. et 1 pl. 4e édit. *Nouv. tir.* 1925. (940 gr.) ..... 70 fr.
Traité d'analyse des substances minérales, CARNOT. In-8°. I : *Méthodes générales,* 357 fig. 1898. (2.290 gr.), 112 fr.; II : *Métalloïdes.* 81 fig. 1904. (1.970 gr.), 91 fr.; III : *Métaux* (1re partie). 1910. (2.050 gr.), 105 fr.; IV : (2e partie). 1922. (1.840 gr.).. 112 fr.
Cours d'analyse quantitative des matières minérales. MEURICE. In-8°. 894 pages, 74 fig. 2e édit. 1926. (2.000 gr.) ..... 120 fr.
Analyse des métaux par électrolyse, HOLLARD et BERTIAUX. In-8°, avec fig. 2e édit. (*En préparation*).
Manuel des laboratoires sidérurgiques. *Méthodes analytiques conventionnelles de la communauté.* ARBED-TERRES ROUGES. In-8°, 312 p., 67 fig. 1927. (510 gr.) ..... 30 fr.
Essais et analyse des produits sidérurgiques. SERRE. In-16, 196 p. 36 fig. 1925. (280 gr.) 26 50
Manuel pratique d'analyse organique. WESTON. 1921. (200 gr.). 19 50.
Nouvelles méthodes d'analyse chimique organique. TER-MEULEN-HESSLINGA. In-8°. 50 p. 21 fig. 1927. (130 gr.) ..... 7 fr.

Traité d'analyses industrielles, GRIFFITHS et LÉVI. 1924. (1.260 g.). 105 fr.

Expertises chimiques, KLING. In-8°. I : *Produits animaux, conserves, sel,* av. fig. et pl. en coul. 1921. (870 gr.), 70 fr.; II : *Matières grasses. Cires et paraffines. Essence de térébenthine. Huiles minérales.* In-8°. 1922. (800 gr.), 63 fr.; III : *Boissons et dérivés immédiats,* 1923. (690 gr.). 56 fr.; IV : *Produits végétaux et dérivés.* 1922. (1.040 g.) 77 fr.; V : *Eaux et air.* In-8°. 1922. (490 gr.), 35 fr.; VI : *Etamage, Jouets, Matières colorantes, Toxicologie des aliments.* 1923. (550 gr.). 39 fr.

FASCICULE 7

INDUSTRIES DIVERSES

L'examen des viandes, MARTEL. 100 fig. 1909. (830 gr.) . . . 30 50

Pour le boulanger et le pâtissier, FOUASSIER. 1928. (240 gr.). 18 fr.

Pour le confiseur, FOUASSIER. In-16. 1928. (170 gr.) 13 50

La conservation par le froid des denrées périssables, MONVOISIN. In-8°, avec 178 fig. 1923. (1.040 gr.) 86 50

Les déchets et sous-produits d'abattoirs, de boucherie et de fabriques de conserves, PEHER et RAZOUS. 1908. (500 gr.). 10 fr.

L'industrie de l'équarrissage, MARTEL. 2e édit. 1928. In-8°. (840 gr.) . . . . . 75 fr.

Fabrication des colles et gélatines, V. CAMBON. 2e édit. 1923. (360 gr.) 30 50

Distillation et rectification des liquides industriels, MARILLER. In-8°. avec 144 fig. 2e édit., 1925. (1.370 gr.) . . . . . 126 fr.

Pour le distillateur, le débitant, le barman, FOUASSIER. In-16, avec 21 fig. 1927. (150 gr.) 16 50

La vinerie, BARBET. 2e édit. In-8°, avec 11 fig. 1912. (470 gr.). 25 fr.

Etude sur le cardage des laines cardées et autres matières travaillées sur le même principe, COLIN. In-8°. (545 gr.). 50 fr.

Etude sur le retordage et la fabrication des fils à plusieurs brins, COLIN. In-8°. (540 gr.) . . . . . 50 fr.

Traité complet de la filature du coton, COLIN. In-8°.
T. I : 1928. (930 gr.) . . . . . 85 fr.
T. II : 1929. (800 gr.) . . . . . 80 fr.
T. III : *En préparation.*

Le tissage mécanique moderne, SCHLUMBERGER. 1921. (350 g). 35 fr.

De l'apprêt des tissus de laine peignée, LAGACHE. 1914. (1.210 gr.). 63 fr.

Les turgoïdes. *La turgométrie,* JUSTIN MUELLER. 1917. (100 g.). 7 fr.

Notice sur l'emploi d'un tableau de jauges pour métiers circulaires à bonneterie, suivie d'une *étude sur l'installation d'une manufacture de bonneterie en métiers Standard,* OBJOIS. In-8°, 68 pages, avec fig. 1922. (170 gr.) . . . . . 14 fr.

La fabrication des matières intermédiaires pour les colorants, Cain et Salles. In-8°, avec 25 fig. 1920. (640 gr.)..... 49 fr.
Les matières colorantes de synthèse et les produits intermédiaires servant à leur fabrication, Cain et Thorpe. 1922. (1.360 g.) 105 fr.
Les matières colorantes organiques, Ehrmann. 1922. (2.000 gr.). 105 fr.
La teinture du coton, Serre. In-16, 62 fig. et 9 pl. 1912. (580 gr.) 19 fr.
Couleurs et colorants dans l'industrie textile, Vassart. In-8°, 168 pages, avec fig. 1912. (350 gr.)..... 21 fr.
Traité de la couleur, Rosenstiehl. In-8°, 1913. (990 gr.). 56 fr.
Traité de la teinture moderne, Spetebroot. 2e édit. 1927 (1.410 gr.) 114 50
Manuel du teinturier, Gnehm de Muralt. 1926. (530 gr.). 72 50
Les fibres textiles et la teinture, Bary. In-8°, 46 fig. 1927. 49 fr.
Technologie du bois, Masviel. T. I. 3e édit. 1926 : *Généralités.* 338 fig. (520 gr.), 23 fr.; T. II : *Travail mécanique,* 286 fig. (2e édit. 1925. (610 gr.)..... 27 fr.
Exploitations forestières et scieries, Le Bouteiller. 1923. (410 gr.)..... 30 50
L'usinage du bois, Petitpas. In-8°, avec 35 fig. 1923. (620 gr.) 39 fr.
Pour l'artisan du bois, Sthegens. In-16. 1927. (360 gr.)... 23 fr.
Le séchage des bois, Ihne. In-8°. 1927. (270 gr.)..... 30 fr.
La grande industrie des acides organiques, Roux et Aubry. In-8°, avec 147 fig. 1923. (1.120 gr.)..... 92 fr.
Pour le blanchisseur, Chaplet. In-16. 1927. (200 gr.)..... 16 50
La chimie du savonnier et du commerce de corps gras, Ehrsam. In-8°, avec figures. 1921. (1.000 gr.)..... 67 fr.
La fabrication des savons industriels, Ehrsam. 3e édit. 1927. (600 gr.)..... 40 fr.
La fabrication moderne des savons, bougies, glycérines, etc., Lamborn et Appert. In-8°. 1923. (1.360 gr.)..... 95 fr.
L'air liquide, oxygène, azote, gaz rares, G. Claude. In-8°, avec 166 fig. 1926. (1.300 gr.)..... 44 50
Rectification de l'air liquide, Barbet. In-8°. 1918. (210 gr.). 16 50
Production industrielle synthétique des composés nitrés, Escard. In-8°, avec figures. 1920. (600 gr.)..... 49 fr.
La technique de la production du froid, Pacoret. 1920. (1.120 gr.). 84 fr.
Les cycles frigorifiques, Ostertag-Prior. 1926. (350 gr.)... 53 fr.
Manuel d'essais simples et rapides, *à l'usage des tanneurs et mégissiers,* Eglène. In-8°. 1922. (200 gr.)..... 14 fr.
La chimie de la fabrication du cuir, Wilson-Deforge. In-8°, 468 p., 150 fig. 1926. (450 gr.)..... 95 fr.
La chimie du cuir, Eglène. In-8°. *Nouv. tir.* 1920. (300 gr.).. 18 fr.
Contribution à l'analyse quantitative et qualitative des matières tannantes et des extraits tannants, Jamet. In-8°. (190 gr.) 21 fr.
Industries des poils et fourrures, cheveux et plumes, Beltzer. In-8°, avec 83 fig., 3e édit. 1927. (520 gr.)..... 49 fr.
Le gantier, Froumenty et Bouvier. In-8°, 89 fig. 1920. (370 gr.) 18 fr.
Guide du tailleur, Morin. In-8°, avec 89 fig. 1921. (260 gr.). 17 fr.
Pour le relieur, Roux. In-16, avec fig. 1926. (170 gr.).... 16 50

Technologie et analyse chimique des huiles, graisses et cires, LEWKOWITSCH et BONTOUX. Tome I. 2e édit. 1929. (1.775 gr.), 190 fr. Tomes II et III. (*En réimpression*).
L'industrie des parfums, OTTO. 2e édit. 1924. (1.490 g.).... 133 fr.
Les essences naturelles, CRAVERI, In-8°. 1929 (765 gr.).. 70 fr.
Pour le parfumeur, TRAVELLER. 1924. (190 gr.)..... 15 fr.
Les colloïdes dans l'industrie. Le caoutchouc, BARY. In-8°, 50 fig. 1923. (300 gr.)..... 47 50
Technologie du caoutchouc souple, DE FLEURY. 1920. (300 g.) 30 50
Les caoutchoucs artificiels, VENTOU-DUCLAUX. 1912. (260 gr.) 14 fr.
Gaz et cokes, GREBEL et BOURON. In-8°, 324 fig. 1924. (1.450 g.) 109 fr.
Manuel de chimie gazière, SAINTE-CLAIRE DEVILLE. 1921. (320 gr.). 24 50
Eclairage : *huile, alcools, gaz, électricité, photométrie,* GALINE et SAINT-PAUL. In-8°, avec 372 fig. 3e édit. 1929. (1.040 gr.)..... 98 fr.
Manuel de l'éclairage et applications pratiques, FOURCAULT. In-8°, avec 237 fig. 1928. (565 gr.)..... 46 fr.
Le goudron et ses dérivés, MALATESTA. 2e édit. 1927. (1.200 g.). 98 fr.
Les fours à coke, LECOCQ. 108 fig. et pl. 1919. (1.600 gr.).. 98 fr.
Combustibles industriels, COLOMER et LORDIER. In-8°. 4e édit. 1921. (1.470 gr.)..... 105 fr.
Recherche et exploitation du pétrole, HARDEL. 1922. (350 gr.) 28 fr.
Le pétrole en France, LECOMTE-DENIS. In-16. 1924. (200 gr.). 14 fr.
Le pétrole. *Son utilisation comme combustible,* MASMEJEAN et BÉRÉHARE. In-8°, 92 figures et 30 tableaux. 1920. (1.070 gr.).. 52 fr.
La carbonisation des bois, lignites et tourbes, MARILLER. In-8°, avec fig. 1924. (930 gr.)..... 58 50
Exploitation industrielle de la tourbe, VAN ECKE. In-8°. 1918, (730 gr.)..... 49 fr.
La tourbe et son utilisation, DE MONTGOLFIER. 1918. (270 gr.) 24 fr.
Soufflage du verre, VIGREUX, In-8°, 2e édit. 1920 (320 gr.)... 35 fr.
Céramique industrielle, ARNAUD et FRANCHE. In-8°, avec 306 fig.. 2e édit. 1922. (770 gr.)..... 70 fr,
Les argiles réfractaires, BISCHOF, SCHUBERT. In-8°, 1926. (750 gr.). 77 fr.
Pour le doreur, l'argenteur, le nickeleur, DE THELLESME. In-16 avec 26 fig. 1928. (204 gr.)..... 15 fr.
Manuel de l'émaillage sur métaux, MILLENET. 3e édit. 1929. 18 fr.
L'émaillage industriel de l'acier et de la fonte, THIERS. In-8°. 1929. (488 gr.)..... 40 fr.
Installation d'une émaillerie, EYER et THIERS. 1926. (160 gr.) 15 fr.
Technologie chimique des matières premières de l'émail, GRUNWALD, HIRSCH, THIERS. In-8°, 25 fig. 1926. (610 gr.). 56 fr.
Pour le photographe et le cinéma, DE THELLESME. In-16. 229 p. 139 fig. 1927. (240 gr.)..... 19 50
Photographie, MIRON. PROMIO. In-16. 2e édit., 1925. (730 gr.). 68 fr.
Le guide de l'opérateur dans la photogravure, VILLEMAIRE. In-8°, avec 34 fig. 1921. (250 gr.)..... 19 fr.
La technique cinématographique, LOBEL. In-16, 3e édit. 1926. (665 gr.)..... 70 fr.
Séchage industriel, RAZOUS. 3e édit. 1920. (650 gr.)..... 46 fr.
Pour l'inventeur, CHAPLET. In-16, 1926. (230 gr.)..... 18 50

AGRICULTURE

Génie rural. *Constructions rurales et machines agricoles*, PHILBERT-PORCHET. In-16. 596 p. 299 fig. 2e édit. 1927. (760 gr.)... 60 fr.
Hydraulique agricole, LÉVY-SALVADOR. I : *Cours d'eau. Barrages. Maintien du libre écoulement des eaux.* 293 fig. 3e édit. 1928. (920 gr.), 68 fr.; II : *Irrigations*, 459 fig. 2e édit. 1923. (520 gr.), 45 fr.; III : *Eaux nuisibles*, avec 239 fig., 2e édit. 1923. (490 gr.).... 45 fr.
Manuel d'agriculture tropicale, WILLIS, 25 pl. 1912. (620 gr.) 30 50
Zoologie appliquée en France et aux colonies, PELLEGRIN et CAYLA. In-16, avec 282 fig. 1907. (1.060 gr.)..... 54 fr.
Comment prévoir le temps? MOREUX. 2e édit. 1925. (350 gr.). 18 50
Méthode simple pour prévoir le temps, MOREUX. 1923. (50 gr.). 6 fr.
Pour le jardinier amateur. ROUSSET. 1927. (300 gr.).... 19 50

BIBLIOTHÈQUE PRATIQUE DU COLON, HUBERT

Ananas. In-8°, avec 52 fig. 1908. (340 gr.)..... 21 fr.
Le palmier à huile. In-8°, avec 100 fig. 1911. (570 gr.)... 30 50
Fruits des pays chauds. I : *Etude générale des fruits.* 1912. (1.090 gr.). 56 fr.

FASCICULE 8

ARCHITECTURE. — CONSTRUCTION TRAVAUX PUBLICS

I. — ARCHITECTURE

Traité d'architecture, REYNAUD. *Ouvrage couronné par l'Institut.* 4e édit. 2 vol. in-4° et 2 atlas de 179 pl. 1894. (12.100 gr.). 504 fr.
Architecture, HÉBRARD. In-16, 371 fig. 2e édit. 1928. (720 gr.). 58 fr.
Traité d'architecture théorique et pratique, TUBEUF. In-4°. I : *Histoire de l'architecture.* (1.280 gr.), 42 fr.; II : *Pratique de l'architecture.* (1.380 gr.), 48 fr.; III : *Types de constructions diverses* (*Habitations particulières*). (1.440 gr.), 48 fr.; IV : *Types de constructions diverses* (Edifices publics et divers). (2.230 gr.)..... 72 fr.
Pour l'architecte et le futur propriétaire, HANNOUILLE. In-16, avec 116 fig. 1929 (235 gr.),..... 19 fr.
Edifices publics, GUILLOT, BOUSQUET. 2e édit. 1927. (950 gr.). 75 fr.
Comment construire une villa. *La construction à la portée de tous.* GUILLOT. In-8°, 474 fig. et 1 pl. 3e édit. 1923. (640 gr.).... 44 50
Petites constructions françaises, par un Comité d'architectes. 4 vol. avec 400 pl. en couleurs. 1904. T. I: (*épuisé*), T. II, III, IV, chaque volume..... 85 fr.
Maisons ouvrières récemment construites. 40 pl. (760 gr.). 40 fr.

La science des plans de villes. *Ses applications à la construction, à l'extension, à l'hygiène et à la beauté des villes*, A.-A. Rey, J. Pidoux. C. Barde. In-8°, avec figures. 1929. (1.300 gr.)..... 175 fr.
L'urbanisme à la portée de tous, Raymond. 1925. (290 gr.) 22 fr.
Plantations d'alignement, promenades, parcs et jardins publics, Lefebvre. In-16, 376 fig., 2e édit. 1927..... 50 fr.
La maison salubre, Guillot. In-8°, 172 fig. 1914. (980 gr.). 42 fr.

II. — GÉNÉRALITÉS SUR LA CONSTRUCTION

Annales des Travaux Publics de Belgique, Ab. annuel (6 n^os). 90 fr. Le n^o ..... 16 fr.
Aide-mémoire des ingénieurs, architectes, entrepreneurs, conducteurs, agents-voyers, dessinateurs, Claudel et Dariès. Partie théorique : *Introduction à la science de l'ingénieur.* 8e édit. 2 vol. in-8°, avec 1.710 fig. et 2 pl. 1913. (2.430 gr.)..... 86 50
Partie pratique : *Formules, tables et renseignements usuels.* 2 vol. in-8°. 12e édit. (*En préparation*).
Formulaire des Centraux, J. Braive. 4e édit. 1921. (250 gr.). 33 50
Pratique de l'art de construire, Claudel, Laroque et Dariès. In-8°, 1.162 fig. 7e édit. *Nouv. tir.* 1920. (1.520 gr.)..... 133 fr.
Les travaux publics et le bâtiment aux États-Unis, Antoine. In-8°, avec 123 fig. 1923. (330 gr.)..... 30 fr.
Devis et évaluations des travaux publics et des constructions civiles, Bonnal et Dardart. In-16, 2e édit. 1924. (960 gr.). 72 fr.
Méthodes rapides d'évaluation du prix de construction et série de prix au mètre superficiel, Louarn. In-4°. 3e édit. 1924. (430 gr.)..... 35 fr.
Législation du bâtiment, Courcelle et Lemaitre. (2e *éd. en prép.*).
Traité administratif des Travaux publics (*Nouvelle édition du Dictionnaire administratif des Travaux publics* de A. Debauve), Courcelle. In-8°. 3 vol. 1927. (3.100 gr.)..... 250 fr.

III. — RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX, STABILITÉ DES CONSTRUCTIONS

Résistance des matériaux appliquée aux constructions, Aragon. I : 2e édit. 1928. (1.020 gr.), 62 fr. II : 2e édit. 1929 (910 gr.). 65 fr. III : 2e édit. 1927. (740 gr.)..... 56 fr.
Cours de résistance des matériaux : *Applications au calcul des éléments des machines*, Bonhomme. In-8°, 1919. (1.500 gr.). 98 fr.
Cours de résistance des matériaux, Rabozée. In-8°, avec 236 fig. 1926. (1.800 gr.)..... 182 fr.
Cours de résistance des matériaux, Mesnager. In-8°, avec 330 fig. 1928. (660 gr.)..... 76 fr.
Le calcul des colonnes, Lemaire. I : In-8°, (470 gr.); 50 fr. II : in-8°, 1926. (210 gr.). 30 fr. III : in-4°, 1928. (320 gr.)..... 50 fr.
Statique graphique, Bugat-Pujol. In-4°, 1918. (1.410 gr.). 67 fr.
Barèmes pour le calcul des poutres, solives, linteaux, poitrails, chevrons, etc., P. Turbat. In-8°, 1929. (135 gr.)..... 13 fr.
Traité de la résistance des matériaux et de la stabilité des constructions civiles, de Villiers de l'Isle-Adam. In-8°, avec 61 fig. *Nouv. tirage* 1919. (710 gr.)..... 35 fr.

Stabilité des constructions usuelles, ROUSSELET et PETITET. In-4°, 421 fig. 2e édit. 1926. (840 gr.)..... 78 fr.
Déformations des constructions usuelles, ROUSSELET et PETITET. In-4°, 493 fig. 1923. (1.010 gr.)..... 61 50
Cours de stabilité des constructions, VIERENDEEL. 4e édit. I : 305 fig. et 3 pl. 1926. (1.170 gr.), 140 fr.; II : 155 fig. et atlas de 25 pl. 1928. (1.350 gr.), 140 fr.; III : 182 fig. et 4 pl. 1927. (640 gr.), 100 fr.; IV : 260 fig. et 7 pl. 1927. (965 gr.), 130 fr.; V : nombr. fig. et atlas de 18 pl. 1928. (1.350 gr.)..... 130 fr.

IV. — MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION, CIMENT ARMÉ

Les défauts des mortiers et bétons, J. MALETTE. (*En préparation*).
Bois et métaux, AUCAMUS. 365 fig. 2e éd. 1926. (630 gr.).. 60 fr.
Analyses et essais des matériaux de construction, MALETTE. In-16. 916 p., 187 fig. 1924. (1.010 gr.)..... 72 fr.
Analyse dilatométrique des matériaux, P. CHEVENARD. In-4°, 1929 ..... 13 fr.
Recherches industrielles sur les chaux, ciments et mortiers, BIED. 227 p., 37 fig., 23 graphiques. 1926. (470 gr.)..... 49 fr.
Cours de béton armé, A. MESNAGER. In-4° 1921. (1.590 gr.) 140 fr.
Aide-mémoire de l'ingénieur-constructeur de béton armé, BRAIVE. In-8°, avec fig. 3e édit. 1922. (560 gr.)..... 42 fr.
Le béton armé à la portée de tous, MALPHETTES. (420 gr.). 1925. 33 50
Calculs simplifiés de stabilité des constructions en béton armé, THIBAULT. In-8°, 1929. (630 gr.)..... 70 fr.
Les calculs de résistance de pièces en béton armé rendus simples, THIBAULT. In-8°, 106 p. 1926. (250 gr.)..... 19 50
Pratique de la construction en béton et mortier de ciment armés ou non armés, TAYLOR, THOMPSON et DARRAS. 1924. (1.360 gr.). 95 fr.
Tables pour le calcul rationnel des planchers sans nervures et des dalles rectangulaires, In-8°, 1929. (210 gr.)... 27 50
Pour le cimentier. CHAPLET. 1926. (150 gr.)..... 15 fr.
Le portefeuille du béton armé, FORESTIER. Fascicules I à IV. 21 fig., 6 pl. 2e édit. 1926. (680 gr.), 56 fr.; Fasc. V à VIII. 23 fig., 7 pl. 1921. (780 gr.)..... 56 fr.
Calcul des constructions hyperstatiques, RIEGER-CAROT, 2 vol., in-8°, 218 p., 62 fig. 1927. (450 gr.)..... 49 fr.
Règle à calcul pour construction en béton armé, système RIEGER (avec 3 réglettes)..... 1.200 fr.

V. — TERRASSEMENTS, FONDATIONS, MAÇONNERIE

Tracé et terrassements, FRICK et GUILLEMONT. In-16, 2e édit. 1926. (950 gr.)..... 70 fr.
Fouilles et fondations, FRICK et LÉVY-SALVADOR. In-16. 2e édit. 1926 (720 gr.) ..... 62 fr.
Métré et attachements de terrasse, maçonnerie, etc., MOUREL-MAILLARD. I : *Terrasse.* (900 gr.), 42 fr.; II, III, IV, V : *Maçonnerie.* (6.250 gr.) ..... 258 fr.

Traité des fondations, mortiers, maçonneries, OSLET et CHAIX. In-4°, avec 644 fig. (1.790 gr.)..... 60 fr.
Maçonneries, SIMONET. In-16. 2e édit. 1929. (600 gr.).... 48 fr.
Album du cours de stéréotomie (*Charpente et coupe de pierres*), LÉVI. 34 pl. in-folio. 1904. (1.420 gr.)..... 25 fr.
La marbrerie, DARRAS. In-8°, avec 163 fig. 2e éd. 1929 (700 gr.). 65 fr.
Carrelages et faïences, MOULINEY. In-4°, 157 fig. 1914. (700 g.) 28 fr.
Pour le maçon et le plâtrier, HANNOUILLE. In-16 (216 gr.). 1928. 16 50

VI. — CONSTRUCTIONS MÉTALLIQUES, CHARPENTE, COUVERTURE, MENUISERIE, ÉBÉNISTERIE, TAPISSERIE, SERRURERIE

Calcul des charpentes, BERGERON. In-4°. 1921. (1.440 gr.).. 126 fr.
Constructions métalliques, BONHOMME et SILVESTRE. In-4°, 867 fig. et 2 pl. 1921. (1.710 gr.)..... 112 fr.
Considérations inédites sur les charpentes métalliques, L. PERBAL. In-4°, avec fig. et tableaux. 1929. (520 gr.)..... 45 fr.
Tableaux relatifs à la construction métallique (*Vade-mecum du charpentier*), L. PERBAL, In-4°, avec 13 fig. 1929. (255 gr.). 23 fr.
Le traçage en chaudronnerie et en charpente en fer, HERMANN et DEYSINE. In-16, 1924. (200 gr.)..... 18 fr.
Traçage des constructions métalliques et de chaudronnerie, BOTTIEAU. 1926. (770 gr.)..... 55 fr.
Traité de charpente en bois et en fer, OSLET. In-4°. I : *Charpente en bois.* (1.360 gr.), 48 fr.; II : *Charpente en fer.* (2.060 gr.), 72 fr.; III : *Serrurerie, Quincaillerie et petite charpente en fer.* (2.230 gr.), 78 fr.; IV : *Procédés de construction.* (1.040 gr.), 60 fr.; V : *Métré de charpente en bois.* (2.280 gr.)..... 90 fr.
Art du trait de charpente, DELATAILLE. I : *Bois droit.* (590 gr.), 30 fr.; II : *Bois droit.* (580 gr.), 30 fr.; III : *Bois broché.* (560 gr.), 30 fr.; IV : *Combles* (570 gr.), 30 fr.; Les 4 vol. (2.300 gr.). 100 fr.
Charpente et couverture, ALDEBERT et AUCAMUS. In-16, 2e édit. 1926. (700 gr.)..... 52 fr.
Métré de couverture et série de prix des ouvrages de couverture, OSLET, LECOMBE et CORDEAU. In-4°, avec 610 fig. (1.630 gr.). 78 fr.
Manuel de serrurerie, HENRIET. In-8°, 232 fig. 1924. (330 gr.) 21 fr.
Cours de technologie du bois, MASVIEL. In-4°, I: *Généralités.* 3e édit. 1926. (520 gr.), 23 fr.; II : *Travail mécanique.* 2e édit. 1925. (610 gr.)..... 27 fr.
Traité de menuiserie, OSLET et JEANNIN. In-4°. I : *Généralités. Menuiserie de bâtiments d'habitation. Escaliers. Boutiques.* 217 fig. (1.340 gr.), 48 fr.; II : *Métré.* 217 fig. (650 gr.), 36 fr.; III : *Installations diverses. Ebénisterie et Layetterie.* 812 fig. (1.370 gr.). 48 fr.
Menuiserie, serrurerie, plomberie, peinture et vitrerie, AUCAMUS. In-16, 247 fig., 2e édit. 1924. (520 gr.)..... 45 fr.
Industrie du meuble, BOISON. In-16, 1928. (510 gr.)..... 23 fr.
Pour finir un meuble, DEHEURLES. In-16. 1928. (315 gr.). 18 50
Pour le tapissier amateur, BEAURIEUX. In-16. 1928. (240 gr.) 18 50
Manuel du tapissier-garnisseur, BOISARD. 1928. (330 gr.). 18 fr.

VII. — PLOMBERIE, CHAUFFAGE, FUMISTERIE, PEINTURE

Traité pratique de la pose et l'entretien des canalisations de gaz, BARBE. In-8°, avec 135 fig. 1910. (910 gr.)..... 30 50
Métré de plomberie et d'électricité et série de prix s'y rattachant, OSLET, LASCOMBE et CORDEAU. In-4°. (2.160 gr.)... 78 fr.
Chauffage, ventilation et fumisterie, AUCAMUS. In-16, avec 277 fig., 2e édit. 1923. (480 gr.)..... 45 fr.
Le chauffage des habitations, DEBESSON. 730 fig. In-8°, avec 730 fig., 2e édit. 1920. (1.630 gr.)..... 123 fr.
Notes sur les chaudières *employées dans les installations de chauffage central*, LELEUX. In-8°, avec 43 figures. 1927. (220 gr.). 20 fr.
Régimes variables de fonctionnement dans les installations de chauffage central, NESSI et NISOLLE. 1925. (250 gr.)... 44 50
Méthodes graphiques pour l'étude des installations de chauffage et de réfrigération en régime discontinu, NESSI et NISOLLE. In-4°, avec 49 fig. 1929. (900 gr.)..... 84 fr.
Distribution et réglage de la chaleur dans les installations de chauffage central, NESSI et NISOLLE. In-4°. 1924. (150 gr.). 11 fr.
Répartition générale de la chaleur dans les immeubles au moyen de centrales thermiques, NESSI. In-4°, 12 fig. 1924. (220 gr.) 16 50
Métré de fumisterie, chauffage, tôlerie, chaudronnerie, faïenerie, GRANDJEAN. In-4°, 1.316 fig. (2.180 gr.)..... 78 fr.
Pour le peintre vitrier, BATAILLE, CHAPLET et DE THELLESME. In-16. 164 pages. 1922. (200 gr.)..... 14 50

VIII. — TOPOGRAPHIE. — ROUTES

Topographie appliquée aux travaux publics, PRÉVOT et ROUX. In-16. I : *Instruments*. 341 fig. 2e édit. 1925. (670 gr.), 60 fr.; II : *Méthodes*, avec 317 fig. et 5 pl. 2e édit. 1925. (990 gr.)... 72 fr.
Cours de topographie de l'Ecole des maitres-mineurs de Douai, TISON. In-8°. I : 1928. (440 gr.). 44 fr.; II : 1928. (260 gr.), 28 fr.
L'ouvrage complet ..... 66 fr.
Manuel de topométrie, BAILLAUD. In-8°, 93 fig. 1920. (800 gr.) 42 fr.
Sur le terrain, *Topographie usuelle*, LIGER. In-8°. *Nouv. tir.* 1925. (180 gr.) 9 50
Tables tachéométriques, NOMICOS. In-8°, 1928. (320 gr.). 50 fr.
Routes et chemins vicinaux, ROUX. 2e édit. 1924. (640 gr.). 53 fr.
Les routes américaines, ANTOINE. 2e édit. 1926. (150 gr.). 22 fr.
Voie publique, LEFEBVRE. In-16, avec fig. 2e édit. 1926. (750 gr.) 40 fr.

IX. — PONTS. — VIADUCS. — TUNNELS

Méthode de calcul des ponts métalliques, MÉTOUR. In-8°, avec 236 figures. 1921. (1.410 gr.) ..... 112 fr.
Ponts et ouvrages en maçonnerie, ARAGON. 1909. (660 gr.). 50 fr.
Ponts en bois et en métal, ARAGON. In-16. 1911. (640 gr.). 50 fr.
Calculs de résistance des ponts métalliques, d'après les prescriptions ministérielles. DE BOULONGNE et BEDAUX. 1916. (1.160 gr.) 42 fr.

FASCICULE 9 *bis*

X. — HYDRAULIQUE. — DISTRIBUTION D'EAU ASSAINISSEMENT

Cours d'hydraulique théorique, MONTEIL. 1919. (310 gr.).. 21 fr.
Machines hydrauliques, par BERGERON. In-16, avec 472 fig. 1928, (1120 gr.)..... 95 fr.
Théorie du coup de bélier, ALLIÉVI et GADÉN. (690 gr.). 1921. 14 fr.
La technique de la houille blanche, PACORET. I : *Création et aménagement des chutes d'eau et des usines hydro-électriques.* 4e édit., 1925. 2 vol., 871 fig. et 14 pl. (3.050 gr.), 266 fr.; II : *Descriptions et études d'usines hydro-électriques aménagées ou projetées.* 3e édit. 1920. 270 fig. et 2 pl. (1.040 gr.), 78 fr. 50; III : *Utilisation de l'énergie des chutes d'eau.* 3e édit. 1920. 676 fig. (1.870 gr.), 196 fr.; IV : *Utilisation de l'énergie des forces hydrauliques, électrochimie, électrométallurgie.* 3e édit. 1920. 253 fig. (1.290 gr.)..... 112 fr.
Barrages conjugués et bassins de compensation, G. LAPORTE. In-8°, 1929. (310 gr.)..... 32 fr.
Distributions d'eau, DARIÈS. *Nouv. tir.* 1909. (680 gr.).. 53 fr.
Traité d'adduction et de distribution d'eau, GILBERT et MONDON, In 8°, 904 fig. et 8 pl., 2 vol. ensemble 1928 (2.500 gr.).. 285 fr.
Règle Mougnié, pour le calcul des conduites..... 100 fr.
Etablissements des projets de distribution d'eau potable, FRICK. LÉVY-SALVADOR. In-8°, 2e édit. 1926, 45 fig. (275 gr.)..... 25 fr.
Devis et cahiers des charges pour travaux communaux de distributions d'eau, FRICK et CAUVIN. In-4°. 1920. (730 gr.). 44 50
Assainissement des villes et égouts de Paris, DAVERTON. In-8°. XVIII-794 pages. 1922. (900 gr.)..... 68 fr.

XI. — NAVIGATION. — PORTS

Rivières canalisées et canaux, CUÉNOT. 1913. (1.060 gr.). 68 fr.
Fleuves et rivières, GUÉNOT. In-16, 232 fig. 1921. (910 gr.). 60 fr.
Collection des grands ports français : *Dunkerque, Calais, Boulogne.* H. MALO. 1920. (200 gr.), 12 fr. — *Le Port de Rouen,* DUPOUY. (190 gr.), 1920, 12 fr. — *Le port de Paris,* COLIN, 1921. (250 gr.), 15 fr. — *Nantes et Saint-Nazaire,* COLIN, 1921. (250 gr.), 15 fr. — *Le Port du Havre,* WEULERSSE, 1921. (250 gr.), 14 fr. — *La Rochelle et Bayonne,* VERGNIOL, 1921. (170 gr.), 10 fr. — *Le Port de Strasbourg,* ARNAUD. 1922. (230 gr.), 13 fr. — *Bordeaux-la Gironde,* LORIN. 1921. (220 gr.), 13 fr. — *Brest et Lorient,* DUPOUY. 1922. (210 gr.), 13 fr. — *Cette, Port-Vendres, Nice,* MARTIN et COMBY. 1922. (310 gr.), 13 fr. — *Le Port de Marseille,* LÉOTARD, 1922. (310 gr.) 13 fr. — *Caen, Dieppe, Cherbourg,* GIDEL, 1922. (240 gr.).. 16 fr.
Le Port d'Alger, DELVERT. 1923. (280 gr.)..... 13 fr.
Le Rhin et le Port de Strasbourg, LUCIUS. 1928. (260 gr.). 13 fr.
Travaux maritimes, LÉVY-SALVADOR et PRUDON. In-16, avec figures. 2 vol. *En préparation.*
Ports maritimes, DE CORDEMOY. 2 vol. in-16. 1920. (1.240 gr.). 90 fr.
Exploitation des ports maritimes, DE CORDEMOY. 175 fig. *Nouv. tir.* 1920. (600 gr.)..... 45 fr.

XII. — ADMINISTRATION ET LÉGISLATION DES TRAVAUX PUBLICS

Traité administratif des travaux Publics (*édition refondue du Dictionnaire administratif des travaux publics* de DEBAUVE), COURCELLE. In-8°, 3 volumes 1927. (3.100 gr.)..... 250 fr.

Manuel juridique des travaux publics, MARIZIS et COT. 1925. (430 gr.)..... 56 fr.

Occupations temporaires, *Commentaires de la loi sur les dommages causés à la propriété privée par l'exécution des travaux publics.* PLONQUET. In-8°. 1909. (350 gr.)..... 11 fr.

Canalisations d'éclairage, *réglementation et jurisprudence,* REMAURY. In-8°. 1912. (420 gr.)..... 16 50

FASCICULE 9

CHEMINS DE FER ET TRAMWAYS

Revue générale des chemins de fer. Publication mensuelle. Abonn. annuel : France, 120 fr. ; Etranger. 160 fr. (145 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit). Le N°..... 11 fr.

Aperçu de l'évolution des chemins de fer français de 1878 à 1928, R. GODFERNAUX. In-8°, avec figures, 1928. (360 gr.).... 20 fr.

Traité des chemins de fer, MOREAU. In-4°. I : *Infrastructure.* (1.390 gr.), 56 fr. ; II : *Superstructure.* (1.930 gr.), 70 fr. ; III : *Matériel et traction.* (2.330 gr.), 84 fr. ; IV : *Locomotives, accessoires.* (1.970 gr.), 77 fr. ; V : *Exploitation, statistique.* (2.510 gr.), 98 fr. ; VI : *Chemins de fer secondaires.* (1.960 gr.)..... 84 fr.

Les chemins de fer à voie d'un mètre, MUSTAPHA IBRAHIM BEY. In-4°, avec fig. 1922. (1.110 gr.)..... 63 fr.

Exploitation technique des chemins de fer, GALINE. 2e édit. 1924. In-16, 344 fig. 1 pl. (900 gr.)..... 73 fr.

Exploitation commerciale des chemins de fer, BONNAL. CHATEL. 2e édition 1928. In-16 (840 gr.)..... 68 50

Cours d'exploitation des chemins de fer, U. LAMALLE, Tome I. *Exploitation commerciale.* In-4°, avec fig. 1929. (620 gr.). 45 fr.

Tables trigonométriques pour le tracé des courbes de chemins de fer, routes et canaux, GAUNIN, HOUDAILLE et BERNARD. Nouv. édit, In-8°, avec 24 fig. 1922. (450 gr.)..... 42 fr.

Construction et voie, SIROT et BELORGEY. 2e édit. 1924. In-16. 317 fig., 14 pl. (810 gr.)..... 64 fr.

Manuel pratique des poseurs de voies de chemins de fer, SALIN et SOUSTELLE. In-16, avec 280 fig. 5e édit. 1925. (400 gr.). 25 fr.

Locomotive et matériel roulant, DEMOULIN et VIGERIE. 2e édit. 1924. In-16, 219 fig., 14 pl. (630 gr.)..... 60 fr.

La locomotive, LAMALLE. 498 p., 433 fig. 3e édit. 1927 (1.050 g.) 80 fr.

Le mécanicien de chemin de fer, GUÉDON, In-8°, 512 fig. 3e édit. 1920. (960 gr.)..... 50 fr.

Manuel du mécanicien de chemins de fer vicinaux et d'intérêt local, HALLEUX. In-16, 141 fig. 1924. (860 gr.)..... 54 50

Electrification partielle du réseau de la Compagnie d'Orléans, PARODI. In-4°, 215 figures, 1928. (930 gr.)..... 48 fr.
La traction électrique aux Etats-Unis de 1920 à 1926, JAPIOT. In-16, 45 fig. 1927. (330 gr.)..... 25 fr.
Tramways, Métropolitains et Automobiles, AUCAMUS et GALINE. 3e édit. JULIEN. In-16, 461 fig. 1 pl. 1924. (950 gr.)..... 75 fr.
Monographies des réseaux de l'Est et du Nord, H. LAMBERT. I : *Est*, 1907. (220 gr.), II : *Nord*. 1909. (230 gr.)..... 20 fr.
Contrôle des chemins de fer et tramways, DE LA RUELLE. CHATEL. In-16. 2e édition 1929. (790 gr.)..... 58 fr.
Cahiers des charges unifiés et spécifications techniques adoptés par les chemins de fer français, VIOLET. 1925. Avec compléments à jour au 24 janvier 1929. (285 gr.)..... 31 fr.

FASCICULE 10

GÉOLOGIE. — MINES. — MÉTALLURGIE

I. — GÉOLOGIE ET MINÉRALOGIE

Dictionnaire de Géologie, S. MEUNIER. 1926 (900 gr.)... 125 fr.
Œuvres géologiques de Marcel Bertrand, recueillies par DE MARGERIE, 3 volumes in-8°. I, 1927 (1.750 gr.), 100 fr.; II, 1928 (1.650 gr.). 100 fr.; III, *en préparation*. L'ouvrage complet..... 300 fr.
Les eaux souterraines, DAUBRÉE. 3 vol. 1887. (3.500 gr.). 140 fr.
Hydrologie et hydroscopie, LANDESQUE. In-8°, 1920. (740 gr.) 50 fr.
Traité d'hydrogéologie, par le Dr IMBEAUX. (*En préparation*).
Précipitations atmosphériques. Ecoulement et hydroélectricité, J. LUGEON. In-8°, avec fig. et pl. 1928. (1.100 gr.)..... 75 fr.
Les sourciers et leurs procédés. *La baguette, le pendule,* MAGER. In-16, 352 p. avec fig., 3e édit. 1926. (500 gr.)..... 42 fr.
Les baguettes des sourciers et les forces de la nature, MAGER, In-16, avec 197 fig. 1920. (570 gr.)..... 56 fr.
Les influences des corps minéraux. *Recherche des eaux souterraines. des corps enfouis, des gisements métallifères,* MAGER. In-8°, avec 127 fig. 1914. (520 gr.)..... 25 fr.
Géologie et minéralogie appliquée, CHARPENTIER. In-16, avec 116 fig., 2e édit. 1927. (960 gr.)..... 57 fr.
Notions élémentaires de cristallographie, géométrie et optique, de minéralogie et de pétrographie, BUTTGENBACH. In-8°, avec 145 fig. 1922. (200 gr.)..... 28 fr.
Les météorites, MEUNIER. In-8°, avec 132 fig. 1884. (950 gr.). 77 fr.
Tableaux des constantes géométriques des minéraux, BUTTGENBACH. In-4°, avec 5 fig. 1918. (250 gr.)..... 21 fr.
Les minéraux et les roches, BUTTGENBACH. In-8°, 5e édit. 1928, 592 fig. (1.320 gr.)..... 160 fr.
Les gites minéraux, MEUNIER. In-8°, 1919. (800 gr.).... 49 fr.

II. — MINES

Annales des Mines. Publication mens. Abt. annuel. Paris, 110 fr. Départ., 120 fr.; Etr., 150 fr. (140 fr. pour les pays ayant accepté l'échange du tarif postal réduit). Le n°..... 11 fr.

Gîtes miniers et leur prospection, ROUX-BRAHIC. 1919. (1.450 gr.). 126 fr.

Guide pratique de la prospection des mines et de leur mise en valeur, LECOMTE-DENIS, 4e édit. 1927. In-8°. (1.380 gr.). 100 fr.

Recherches minières. *Guide pratique de prospection et de reconnaissance des gisements.* COLOMER. 4e édit. 1923. (530 gr.).... 49 fr.

Comment on crée une mine, LECOMTE-DENIS. In-8°, 3e édit. 1913. (310 gr.)..... 16 50

Cours d'exploitation des mines, HATON DE LA GOUPILLIÈRE et BÈS DE BERC. 4e édit. I : in-8°, avec 761 fig. 1928. (2.075 gr.). 189 fr. II, III, IV. (*En préparation*).

Exploitation des mines, COLOMER. 3e édit. 1923. (590 gr.).. 53 fr.

Exploitation des mines métalliques, CRANE et BORDEAUX. In-8°, avec 66 fig. 1912. (740 gr.)..... 22 fr.

Causeries sur les filons métalliques, P. AUDIBERT. In-8°, 1929. (475 gr.)..... 33 fr.

Ateliers modernes de préparation mécanique des minerais, ROUX-BRAHIC. In-8°. 895 p., 425 fig. 1922. (1.490 gr.)... 168 fr.

Traité pratique du broyage et tamisage des matériaux et minerais, RATEL. In-8°. 405 fig. 1920. (1.880 gr.)..... 133 fr.

La technique du mineur, MARTEL. 2e éd. 1929. (1.550 gr.). 13 fr.

Les explosifs dans les mines. MARTEL. 2e édit. 1920. (400 gr.) 28 fr.

Législation minière et contrôle des mines, CUVILLIER, DE BUTTET. 2e édit. 1929. (760 gr.)..... 67 fr.

FASCICULE 10 *bis*

III. — MÉTALLURGIE

Chimie physique des métaux, SCHENCK et LALLEMENT. In-8°. 1911. (750 gr.)..... 42 fr.

Le chauffage industriel, introduction à l'étude de la métallurgie, LE CHATELLIER. In-8°, avec 96 fig. 3e édit. 1925. (1.110 gr.). 72 50

Leçons de sidérurgie, ANGLÈS D'AURIAC et ESTOUR. In-8°. 2e édit. (*en préparation.*)

Calculs métallurgiques, RICARDS et LALLEMENT. 1922. (1.710 gr.). 114 50

Essais et analyses des produits sidérurgiques, SERRE. In-8°, avec 39 fig. 1925. (280 gr.)..... 26 50

Manuel des laboratoires sidérurgiques. *Méthodes analytiques conventionnelles de la communauté.* ARBED-TERRES-ROUGES. In-8°, 312 p. 67 fig. 1927. (510 gr.)..... 30 50

Analyse dilatométrique des matériaux, P. CHEVENARD. In-4°. 1929 13 fr.

Calcul du lit de fusion des hauts fourneaux, PAWLOFF et DLOUGATCH. In-8°, avec fig. 1924. (550 gr.)..... 35 fr.

Précis de métallographie microscopique et de macrographie, GUILLET et PORTEVIN, 117 pl. 2e édit. 1924. (1.180 gr.)... 95 fr.

Les méthodes d'étude des alliages métalliques, GUILLET. In-8°, avec 577 fig. 1923. (1.210 gr.)..... 98 fr.

La corrosion des métaux, EVANS. In-8°. 1928. (640 gr.).. 54 fr.

Actualités métallurgiques, DEJEAN. 1925. (560 gr.).... 50 fr.

Trempe, recuit, revenu, GUILLET. In-8°. I : *Théorie*, 308 p., 175 fig. 1927. (870 gr.), 110 fr.; II : *Pratique* 296 p. 276 fig. 1928. (600 gr.).. 75 fr.: III : *Résultats. (En préparation)*.

Etude sur les métaux industriels, TURPIN. In-8°. 1919. (380 gr.). 22 fr.

Le fer et ses dérivés. *L'acier dans la construction automobile*, DELESTRADES In-8°. 1919. (490 gr.)..... 35 fr.

Installations d'aciéries et laminoirs, JACQUES. In-8°. 3 fascicules I et II épuisés, III 1918. (300 gr.)..... 42 fr.

Essais de réception des métaux, CHARPY, In-8° 1921. 25 fr.

Les essais de fatigue des métaux, BREUIL. 1925. (120 gr.).. 9 50

L'usure des métaux, BREUIL, In-16. 1925 (80 gr.)..... 7 fr.

Manuel pratique de fonderie. *Cuivre, Bronze, Aluminium. Alliages divers.* DUPONCHELLE. In-16°, *Nouv. tir.* 1923. (350 gr.) .... 19 fr.

Pour les praticiens de la fonderie : modeleurs, mouleurs, fondeurs, LEFEBVRE. In-16, 143 fig. 1928. (240 gr.)..... 19 fr.

La fabrication de la fonte malléable, C. BUSQUET. In-8°, 1929. (315 gr.)..... 32 fr.

Comment on pratique la fonderie, DUPONCHELLE. 1921. (1.070 gr.). 77 fr.

La technique du modèle de fonderie, MASVIEL. In-4°. 1927. (600 gr.) 53 fr.

Le modelage mécanique, CHAMPDECLER. In-4°, 1920. (710 gr.) 33 50

Aciers, fers, fontes, JACQUET. I. 2e édit. 1923 : 160 fig. (320 gr.), 18 fr.; II : 133 fig., 2e édit. 1927. (320 gr.)..... 18 fr.

La fonderie d'acier, HALL, trad. par DROUOT. 1925. (940 gr.). 80 fr.

Le traitement thermique préliminaire des aciers doux et demi-durs, GIOLITTI. In-8°, avec figures. 1921. (1.210 gr.)... 70 fr.

Déformations permanentes et ruptures des aciers, P. REGNAULD. In-8°, 1929. (180 gr.)..... 20 fr.

Etudes sur les laminoirs, PUPPE et DEMOLE. 1922. (1.370 gr.) 98 fr.

Laminoirs à fers marchands, RICHARME. In-4°. 1929. (460 gr.) 55 fr.

Technologie de la forge. Les tuyères, FOUCARD. In-8°. 1921. (250 gr.) 14 fr.

Soufflantes et compresseurs centrifuges, MONTEIL. In-8°. 1922. (210 gr.)..... 18 50

Traitement métallurgique des minerais complexes (*zinc, cuivre, plomb, etc.*), ROUX-BRAHIC. In-8°. 1927. (1.500 gr.)..... 147 fr.

Le water-jacket à cuivre, DE VENANCOUT. In-8°. 1910. (1.210 gr.) 50 fr.

Les métallurgies électrolytiques et leurs applications, LEVASSEUR. In-8°. 1921. (380 gr.)..... 25 fr.

L'électrochimie et l'électrométallurgie, LEVASSEUR. In-8° avec 128 fig., 3e édit. 1928. (700 gr.) ..... 65 fr.
L'aluminium dans l'industrie, ESCARD. In-8°. 1921. (1.090 g). 75 50
Des emplois de l'aluminium dans la construction des machines, FLEURY et LABRUYÈRE. In-8°, avec 32 fig. 1919. (130 gr.). 9 50
La galvanisation du fer, BABLIK-SCHUBERT. In-8°, avec 49 fig. 1927. (250 gr.) ..... 49 fr.
Manuel pratique de soudure autogène, GRANJON et ROSEMBERG. In-8°, avec figures. 2e édit. 1929 (560 gr.) ..... 28 fr.
La soudure autogène des métaux, RAGNO, 1920 (160 gr.). 12 50
La soudure électrique, DELAMARRE et LÉVY. 1921. (200 gr.). 22 fr.
La soudure électrique, VARINOIS. In-8°. 1923. (1.270 gr.). 91 fr.
Pour le soudeur-braseur, LEFÈVRE. In-16. 1926. (165 gr.). 17 fr.
L'électrométallurgie du fer et de ses alliages, ESCARD. 1920. (1.840 gr.) ..... 133 fr.
Les métaux des terres rares, SPENCER et DANIEL. In-8°. 1922. (710 gr.) ..... 56 fr.

IV. — PIERRES ET MÉTAUX PRÉCIEUX

Guide pratique pour la recherche et l'exploitation de l'or en Guyane française, LEVAT. In-8°, avec 6 pl. 1898. (610 gr.). 25 fr.
Métallurgie de l'argent, ROSWAG. 175 fig. et 2 pl. 1885. (890 gr.). 84 fr.
Désargentation des plombs, ROSWAG. In-8°. 1884. (900 gr.). 84 fr.
La synthèse du rubis, FRÉMY. In-4°, 22 pl. col. 1891. (650 gr.). 70 fr.

TOURS. — IMPRIMERIE RENÉ ET PAUL DESLIS.