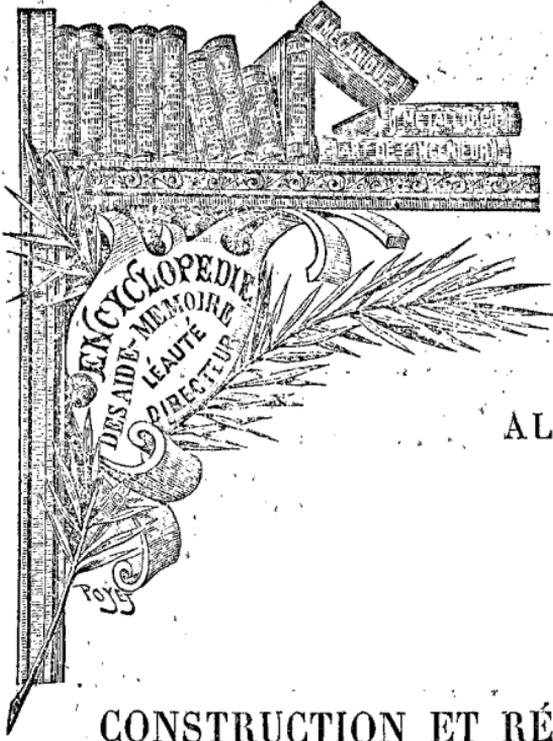


*Section de l'Ingénieur*

---



ALHEILIG

---

CONSTRUCTION ET RÉSISTANCE

DES MACHINES A VAPEUR

GAUTHIER-VILLARS ET FILS,

G. MASSON

# ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

COLLABORATEURS

## Section de l'Ingénieur

MM.	MM.	MM.
Alain-Abadie.	Godard.	Matignon.
Alheilig.	Gossot (Comm <sup>t</sup> ).	Meyer (Ernest).
Armengaud jeune.	Gouilly.	Michel-Lévy.
Arnaud.	Grimaux.	Minel (P.).
Bassot (Colonel).	Grouvelle (Jules).	Minet (Ad.).
Baume-Pluvinel(dela).	Guenez.	Moëssard (Comm <sup>t</sup> ).
Bérard (A.).	Guillaume (Ch.-Ed.).	Moissan.
Bergeron (J.).	Guilloux.	Monnier.
Berthelot.	Guye (Ph.-A.).	Moreau (Aug.).
Bertin.	Guyou (Comm <sup>t</sup> ).	Naudin (Laurent).
Biglia.	Hatt.	Ouvrard.
Billy (Ed. de).	Hébert.	Perrin.
Bloch (Fr.).	Hennebert (C <sup>t</sup> ).	Perrotin.
Blondel.	Hérisson.	Picou (R.-V.).
Boire (Em.).	Hospitalier (E.).	Poulet (J.).
Boucheron (H.).	Hubert (H.).	Prudhomme.
Candlot.	Hutin.	Rateau.
Caspari.	Jacométy.	Resal (J.).
Charpy (G.).	Jacquet (Louis).	Ricaud.
Clugnet.	Jean (Ferdinand).	Rocques-Desvallées.
Croneau.	Labrousse.	Rouché.
Damour.	Launay (de).	Sarrau.
Defforges (Comm <sup>t</sup> ).	Laurent (H.).	Sauvage.
Delafond.	Lavergne (Gérard).	Schloësing fils (Th.).
Dudebout.	Léauté (H.).	Schützenberger.
Duquesnay.	Le Chatelier (H.).	Seyrig (T.).
Durin.	Lecomte.	Sinigaglia.
Dwelshauvers-Dery.	Leloutre.	Sorel.
Etard.	Lenicque.	Trillat.
Fabre (C.).	Le Verrier.	Urbain.
Fourment.	Lindet (L.).	Vallier (Comm <sup>t</sup> ).
Fribourg (Comm <sup>t</sup> ).	Lippmann (G.).	Vermand.
Frouin.	Lumière (A.).	Viaris (de).
Garnier.	Lumière (L.).	Vivet (L.).
Gassaud.	Madamet (A.).	Wallon (E.).
Gautier (Armand).	Magnier de la Source.	Widmann.
Gautier (Henri).	Marchena (de).	Witz (Aimé).
	Margerie.	





ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

DES

AIDE-MÉMOIRE

PUBLIÉE

SOUS LA DIRECTION DE M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT

ALPHÉLIS — Résistance des Machines à vapeur

1

*Ce volume est une publication de l'Encyclopédie  
scientifique des Aide-Mémoire ; F. Lafargue, ancien  
élève de l'École Polytechnique, Secrétaire général,  
46, rue Jouffroy (boulevard Malesherbes), Paris.*

N° 78 A

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION

DE M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT.

---

CONSTRUCTION & RÉSISTANCE

DES

MACHINES A VAPEUR

PAR

ALHEILIG

Ingénieur de la Marine

---

PARIS

GAUTHIER-VILLARS ET FILS,

IMPRIMEURS-ÉDITEURS

Quai des Grands-Augustins, 55

G. MASSON, ÉDITEUR,

LIBRAIRE DE L'ACADÉMIE DE MÉDECINE

Boulevard Saint-Germain, 120

(Tous droits réservés)



## CHAPITRE PREMIER

—

### CYLINDRES A VAPEUR. BATIS

**1. Rôle et disposition des cylindres à vapeur.** — A sa sortie des chaudières, la vapeur est amenée, au moyen de tuyaux, jusqu'aux organes de la machine dans lesquels elle doit accomplir son travail. Ces organes, qui présentent à leur intérieur une forme cylindrique parfaite, constituent les *cylindres*. Ils contiennent une pièce appelée *piston*, pouvant se déplacer suivant leur axe, et sur laquelle agit l'effort de la vapeur.

La forme intérieure des cylindres ne peut être reproduite à leur extérieur. Il est de toute nécessité, en effet, de fixer solidement le cylindre en un point déterminé, de telle sorte qu'il soit

rigoureusement immobile pendant les mouvements du piston. On doit donc le munir de pattes pour assurer sa liaison, soit avec les bâtis, soit avec les autres parties de la machine, telles que les cylindres voisins, les glissières, etc. Ces pattes, de dimensions quelquefois considérables, doivent être alors consolidées par des nervures. Pour obtenir une solidité plus grande, le cylindre lui-même sera souvent armé d'une série de nervures dans deux sens rectangulaires.

Le cylindre doit nécessairement être fermé aux deux bouts pendant qu'on y fait agir la vapeur, et l'une au moins des pièces servant à cet usage doit être amovible, pour permettre la mise en place ou le démontage du piston.

La pièce placée du côté de l'arbre porte le nom de *couvercle*, l'autre, celui de *fond*.

Le couvercle et le fond sont reliés au cylindre par des pinces tenues au moyen de boulons.

La vapeur devant agir successivement sur les deux faces du piston, il faut disposer, dans le voisinage du cylindre, un organe qui remplisse ce rôle de distribution, et qui dirige la vapeur à l'endroit voulu. Cet organe appelé *tiroir*, renfermé dans une capacité étanche ou *boîte à tiroir* dans laquelle débouche le tuyau de vapeur, présente des formes variées que nous étudierons

plus tard. Il se déplace soit sur une table parfaitement dressée ou *glace du tiroir*, soit à l'intérieur d'un cylindre spécial. La glace ou les parois de ce cylindre sont percées d'orifices communiquant, par l'intermédiaire de conduits, avec les extrémités du cylindre à vapeur qui doit donc être muni d'orifices semblables.

Des consolidations spéciales seront, en général, nécessaires, pour relier le cylindre et la boîte à tiroir.

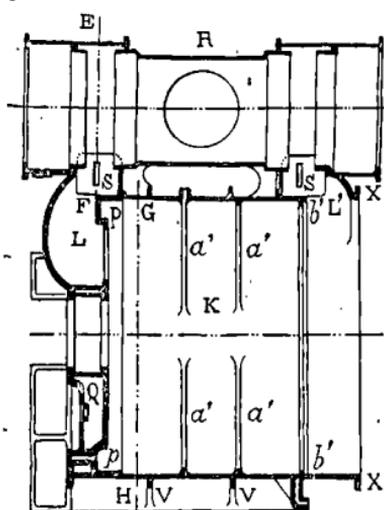
Ce qui précède montre qu'un cylindre constitue un ensemble fort complexe, n'ayant extérieurement aucune forme géométrique. Cette complexité augmente encore, si, au lieu de considérer, comme nous l'avons fait implicitement jusqu'ici, un cylindre constitué par des parois d'une seule épaisseur, nous étudions les dispositions généralement adoptées dans la construction des machines marines et d'un certain nombre de machines à terre.

On a pensé qu'il serait bon, en vue d'éviter le refroidissement des parois, de faire circuler autour d'elles un courant de vapeur. On a été ainsi amené à constituer ces parois en deux épaisseurs laissant entre elles un certain espace pour cette circulation.

La partie intérieure constitue alors le cylindre

proprement dit ou *chemise*, et l'extérieure porte le nom d'*enveloppe*. Sur certaines machines, la chemise est venue de fonte avec l'enveloppe ; mais on conçoit que cette manière d'opérer donne lieu à l'exécution d'un moule fort compliqué, de sorte que cette pratique a été rapidement abandonnée, et qu'il

Fig. 1

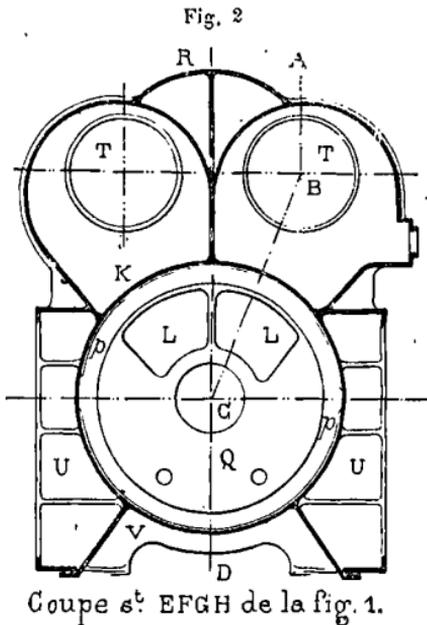
Coupe s<sup>t</sup> ABCD de la fig. 2.

est d'usage aujourd'hui d'employer des chemises rapportées. Celles-ci sont emmanchées dans l'intérieur de l'enveloppe et y sont solidement fixées. Elles présentent un certain nombre d'avantages. Comme leurs dimensions sont peu considérables, et qu'elles ont généralement une forme géométrique parfaite, on peut les fabriquer avec de la fonte de qualité supérieure, obtenir ainsi des pièces plus saines et assurer au piston un meilleur por-

donnée, et qu'il est d'usage aujourd'hui d'employer des chemises rapportées. Celles-ci sont emmanchées dans l'intérieur de l'enveloppe et y sont solidement fixées. Elles présentent un certain nombre d'avantages. Comme

tagé. En cas d'avarie, leur remplacement est très facile, et enfin, en leur donnant une légère surépaisseur, on se réserve la possibilité d'un réalésage en cas d'usure partielle, sans diminuer en rien la solidité de l'ensemble.

Nous donnons (*fig. 1 et 2*) la coupe dans deux directions rectangulaires du moyen cylindre de la machine du *Tage*.

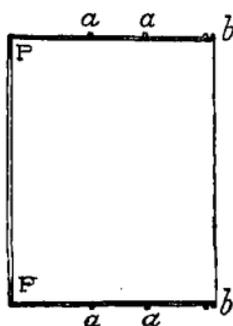


Ces figures permettent de juger que nous n'avons rien exagéré, en parlant de la complication qu'offre assez souvent cet organe qui, au premier abord, paraît si simple et qu'on nomme le cylindre.

Nous avons représenté à part (*fig. 3*) la chemise du même cylindre. Cette chemise porte une pince circulaire P, qui s'emboîte dans une cavité correspondante *pp* de l'enveloppe K et qui y est

fixée par des prisonniers. Ceux-ci sont destinés à empêcher tout mouvement de cette pièce. Des nervures peu saillantes  $a, a$ , extérieures à la chemise s'appliquent, après la mise en place, sur les nervures intérieures  $a', a'$ , de l'enveloppe. L'épaisseur totale de ces nervures donne l'espace dans lequel circule la vapeur de réchauffage.

Fig. 3



Une gorge en forme de queue d'aronde  $bb$ , pratiquée à l'extrémité de la chemise, vient se présenter en regard de la gorge  $b'b'$  de l'enveloppe et, dans la cavité ainsi formée, on mate généralement du cuivre ou du plomb, qui assure l'étanchéité au passage de la va-

peur et apporte un petit surcroît de résistance au glissement de la chemise.

Les orifices  $L, L$ , servent à l'arrivée de la vapeur, et viennent déboucher dans le couvercle  $Q$  percé en son centre d'un trou pour le passage de la tige de piston. L'orifice  $L'$  amène la vapeur sur l'autre face du piston, il entaille le fond, puisque la hauteur de celui-ci est telle, qu'il arrive au voisinage de la gorge  $b'b'$ . La boîte à tiroir  $R$  contient deux tiroirs cylindriques dont nous

n'avons représenté que les logements T,T. Des orifices rectangulaires spéciaux S,S, permettent d'introduire directement la vapeur des chaudières dans le moyen cylindre au cas où la manivelle du petit cylindre est à son point mort. U,U, sont les plaques de liaison avec les cylindres voisins et avec les bâtis. Ces pièces sont consolidées par des nervures. Le cylindre est également armaturé par des nervures telles que V,V; enfin la pince XX sert à fixer le fond.

**2. Méthode suivie dans ce traité pour l'établissement des diverses formules.** —

Ce qui précède montre qu'il est inutile de chercher à établir des formules théoriques donnant les épaisseurs en tous les points d'un ensemble tel qu'un cylindre à vapeur. La seule marche rationnelle à suivre pour le constructeur, consiste dans l'étude attentive d'un grand nombre d'appareils ayant fourni une carrière satisfaisante, et dans l'établissement de formules empiriques pour lui servir de guide dans la détermination cherchée. C'est la méthode que nous emploierons, chaque fois que nous aurons un nombre suffisant d'exemples, pour les différentes pièces de la machine. Dans le cas contraire, nous chercherons à établir la formule théorique la plus convenable pouvant s'appliquer à la pièce

étudiée d'après le genre d'efforts qu'elle subit, puis nous indiquerons les coefficients empiriques choisis par divers auteurs, ou ceux que nous déduirons de leurs formules.

Quand nous citerons un auteur étranger, ses formules seront toujours exprimées en mesures françaises.

Nous avons adopté d'une façon uniforme le *centimètre pour unité* pour toutes les mesures de longueur.

Les charges ou les pressions sont toujours données en *kilogrammes par centimètre carré*.

**3. Remarques générales sur la détermination des épaisseurs aux différents points d'une pièce de fonderie.** — En premier lieu, on ne devra jamais perdre de vue que les parties adjacentes des pièces, obtenues par voie de fusion, doivent présenter sensiblement les mêmes épaisseurs. Autrement, les contractions inégales, qui se produiront dans la masse au moment du refroidissement, pourront provoquer en certains points des tensions considérables, qui, ajoutées à celles provenant du service, amèneront la rupture des pièces.

Le second point, sur lequel on devra porter la plus grande attention, sera celui de la disposition convenable des nervures de consolidation.

Leur présence pourra être cause de l'apparition de ces tensions anormales que l'on doit éviter avant tout. Ces tensions prendront naissance sous l'influence des inégalités de température des parties voisines. Il sera donc quelquefois nécessaire de supprimer les nervures pour les remplacer, soit par des pièces rapportées, soit par une simple augmentation de l'épaisseur des parties à consolider.

Lorsque deux surfaces viendront se rencontrer, il faudra les raccorder soigneusement par des congés étendus.

Il y aura toujours du danger à faire venir de fonte avec le cylindre de trop grandes boîtes à tiroir. Quelques consolidations que l'on apporte au raccordement des deux parties, il sera bien rare que des fentes ne s'y produisent tôt ou tard et n'amènent de graves avaries. Il vaudra mieux, au prix d'une légère augmentation de poids, adopter la solution des boîtes à tiroir rapportées. On pourra chercher à faire des économies de poids sur des pièces de moindre importance.

**4. Notations employées dans les formules sur l'épaisseur des cylindres.** — Nous désignerons par  $D$ , le diamètre intérieur de la chemise ; par  $\delta$ , son épaisseur ; par  $p$ , la pres-

sion qu'elle supporte et par  $R$ , la charge à laquelle la matière est soumise.

Il est inutile, après ce que nous avons déjà dit, d'insister sur ce fait que les différentes formules que nous établirons ne présenteront pas un caractère absolu et que les dimensions qu'elles nous fourniront pourront toujours être modifiées au gré de l'ingénieur suivant les circonstances.

**5. Cas d'une capacité cylindrique parfaite dont les parois ont une faible épaisseur.** — Quand l'épaisseur des parois d'un cylindre est faible par rapport à son diamètre et quand sa longueur est suffisamment grande pour que l'influence des fonds ne se fasse pas sentir, on sait que la charge supportée par la matière suivant les génératrices est donnée par la formule

$$(1) \quad R_1 = \frac{pD}{4\delta}$$

et dans le sens perpendiculaire par

$$(2) \quad R_2 = \frac{pD}{2\delta}.$$

La formule (2), donnant une charge double de la formule (1), doit évidemment être employée au calcul de l'épaisseur des parois qui sera ainsi exprimée par

$$(3) \quad \delta = \frac{pD}{2R}.$$

Nous verrons plus loin comment les diverses formules se rattachent à la forme théorique de l'équation (3).

**6. Formule de Reuleaux.** — D'après Reuleaux, l'épaisseur des parois d'un cylindre à vapeur en fonte est donnée par

$$(4) \quad \delta = 2 + \frac{D}{100}.$$

Comme la pression ne figure pas dans cette formule, il en résulte que tous les cylindres de même diamètre ont la même épaisseur.

L'équation (4) qui peut donner d'excellents résultats pour une certaine classe de machines, comme les locomotives, où les dimensions et les pressions ne varient pas dans de très grandes limites, peut, au contraire, conduire à des charges manifestement exagérées, quand on l'applique à des machines absolument différentes, telles que les machines marines.

Pour fixer les idées, appliquons la formule (4) au cas d'une locomotive ayant un cylindre de 40<sup>cm</sup> de diamètre supportant une pression de 12<sup>kg</sup> par centimètre carré et à celui d'un cylindre de machine marine ayant 100<sup>cm</sup> et soumis à la même pression.

LOCOMOTIVE

MACHINE MARINE

$$\delta = 2 + \frac{40}{100} = 2^{\text{cm}},4$$

$$\delta = 2 + \frac{100}{100} = 3^{\text{cm}}$$

$$R = \frac{12 \times 40}{2 \times 2,4} = 100^{\text{kg par cm}^2} \quad R = \frac{12 \times 100}{2 \times 3} = 200^{\text{kg par cm}^2}$$

La charge de 200<sup>kg</sup> par centimètre carré, à laquelle la fonte se trouverait ainsi soumise dans le cas de l'application de la formule de Reuleaux à la machine marine en question, paraît exagérée et il serait imprudent de la conserver pour le calcul de l'épaisseur de ce cylindre.

Il ne faut pas perdre de vue, en effet, qu'une machine n'est pas soumise à de simples efforts statiques; que les cylindres, en particulier, subissent quelquefois des chocs d'une grande violence dans le cas d'un entrainement d'eau. La formule (4) ne doit donc être employée qu'avec prudence.

Reuleaux ne spécifie pas si la formule s'applique à la chemise plutôt qu'à l'enveloppe, ce qui semble indiquer qu'il n'a eu en vue que les cylindres à une seule épaisseur. Il ne donne pas non plus de formule spéciale pour les cylindres de détente, ce qui est naturel, puisque l'équation (4) ne contient pas la valeur de la pression et qu'elle s'appliquera ainsi sans aucune difficulté à ces cylindres.

**7. Formules d'Unwin.** — Unwin indique, comme résultant de la pratique anglaise, une première formule

$$(5) \quad \delta = 0,00383pD + \frac{1,25}{1,90}$$

dans laquelle entre la valeur de la pression et, plus loin, une seconde formule analogue à celle de Reuleaux et qui ne renferme plus que le diamètre ; c'est la suivante :

$$(6) \quad \delta = 0,02D + \frac{1,25}{1,90}$$

Unwin distingue plusieurs cas dans l'application de la formule (6). Si le cylindre est à une seule épaisseur, celle-ci est immédiatement fournie par cette équation.

Dans le cas d'une enveloppe venue de fonte avec sa chemise, l'épaisseur de l'enveloppe est les 0,6 de la valeur précédente, la chemise conservant l'épaisseur  $\delta$  de (6).

Dans le cas d'une chemise rapportée, c'est l'enveloppe qui prend l'épaisseur  $\delta$ , la chemise n'ayant plus que les 0,8 de  $\delta$ .

Les observations développées au sujet de la formule de Reuleaux s'appliquent entièrement à la formule (6), à cela près que celle-ci donnera,

en général, des valeurs trop fortes, tandis que l'autre les fournissait trop faibles.

Quant à la formule (5), nous la comparerons plus loin à la formule employée dans la Marine Française.

Le tableau que nous avons dressé rendra cette comparaison très facile.

Si la chemise du cylindre est en acier, Unwin conseille de calculer son épaisseur par la formule

$$(7) \quad \delta = \frac{pD}{210}.$$

C'est, comme on le voit, la formule théorique dans laquelle on fait travailler l'acier à 105<sup>ks</sup> par centimètre carré. Cette charge n'est pas très élevée et nous verrons, plus loin, que même pour la fonte, on est obligé d'être beaucoup plus hardi, si l'on ne veut pas arriver à des épaisseurs inadmissibles.

**8. Formule d'Huguenin.** — Cette formule n'est autre que celle de la Marine dont nous allons parler.

**9. Formules de la Marine Française.** — Les formules employées par les ingénieurs de la Marine sont de deux sortes, suivant qu'elles s'appliquent au cylindre d'admission ou aux cylindres de détente.

De plus, l'épaisseur de l'enveloppe se déduit de celle de la chemise en retranchant de celle-ci quelques millimètres.

Il est bon de fixer les dimensions de ces deux organes par des formules, car il pourrait sembler au premier abord que l'épaisseur de la chemise pût être diminuée sans inconvénient, puisque, d'une part, elle est freinée par l'enveloppe, et que, de l'autre, elle supportera extérieurement la pression de la vapeur de réchauffage. Elle pourra donc souvent n'être soumise qu'à une pression assez faible, différence entre les pressions intérieure et extérieure, ou même, suivant les cylindres, supporter une charge de compression. Mais on ne peut compter absolument sur cette diminution de pression, puisque, pour des raisons diverses, il pourra être indispensable de supprimer la circulation de vapeur et, de plus, en diminuant l'épaisseur de la chemise, on perdrait tout le bénéfice du réalésage en cas d'usure. La chemise a, d'ailleurs, un poids assez faible et ce n'est pas sur sa réduction d'échantillon qu'il faut compter pour faire des économies de poids aux dépens de la sécurité.

La pratique française, qui consiste à donner à la chemise une surépaisseur de quelques milli-

mètres sur l'enveloppe, semble donc bonne à conserver.

**10. Chemise du cylindre d'admission.** —

L'épaisseur de la chemise du cylindre d'admission est souvent déterminée dans la Marine par la formule :

$$(8) \quad \delta = 1,2 + \frac{pD}{200}$$

$p$  étant la pression effective de régime ou le timbre de la chaudière.

Cette formule donne des résultats assez bons, quand on ne l'applique qu'aux machines dont la pression de régime ne dépasse pas  $4^{\text{kg}},25$ , chiffre qui semblait, il n'y a pas encore bien longtemps, un maximum qu'on hésiterait à dépasser. Mais si on l'applique à l'exemple étudié précédemment d'un cylindre de  $100^{\text{cm}}$  de diamètre soumis à une pression de  $12^{\text{kg}}$ , on obtient une épaisseur

$$\delta = 1,2 + \frac{12 \times 100}{200} = 7^{\text{cm}},2$$

et une charge

$$R = \frac{12 \times 100}{2 \times 7,2} = 83^{\text{kg}} \text{ par centimètre carré.}$$

Cet exemple entraîne la conclusion suivante : c'est que pour les machines à haute pression de

la Marine, la charge de 80<sup>kg</sup> par centimètre carré, que quelques auteurs considéreraient, il y a quelques années à peine, comme un maximum, est trop faible à cause des épaisseurs énormes auxquelles elle conduit.

**11. Formule de M. Widmann.** — M. Widmann, Ingénieur de la Marine, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, propose une formule basée sur la charge d'épreuve à l'eau qu'on fait subir aux cylindres avant leur mise en service. La formule qu'il indique s'applique spécialement aux machines dont la pression de régime est de 12<sup>kg</sup>.

En désignant par  $\pi$  la charge d'épreuve, il pose pour le cylindre d'admission

$$(9) \quad \pi = \frac{3}{2} p$$

et il admet que, sous cette charge, la fonte ne doit pas travailler à plus de 250<sup>kg</sup> par centimètre carré ; il en déduit, pour l'épaisseur de ce cylindre, une valeur

$$(10) \quad \delta = 0,002D\pi = 0,003pD$$

qui correspond à une charge en service courant de

$$(11) \quad R = \frac{pD}{2 \times 0,003pD} = 170^{\text{kg}} \text{ par cm}^2 \text{ environ.}$$

Nous adopterons les conclusions de M. Widmann, en ce sens que nous considérerons cette valeur de  $170^{\text{kg}}$  comme un *maximum maximum* que l'on ne devra jamais dépasser en service pour la fonte.

Il ne faut pas oublier que la formule (10) n'est donnée, par son auteur, que comme s'appliquant aux machines à  $12^{\text{kg}}$  et il ne faudrait pas songer à l'employer pour une machine à  $4^{\text{kg}},25$ . Dans ce cas, la valeur de  $\pi$  de la formule (9) devrait d'abord être modifiée et remplacée par

$$(12) \quad \pi = 2p.$$

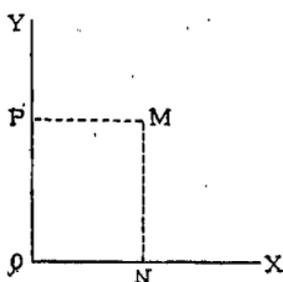
Mais cette modification ne serait même pas suffisante, car elle conduirait encore à des épaisseurs trop faibles. Elle donnerait, en effet, pour un cylindre de  $100^{\text{cm}}$

$$\delta = 0,004 \times 4,25 \times 100 = 1^{\text{cm}},7.$$

Cette valeur est inadmissible pour les raisons déjà développées et dont les principales seront que les brides, pinces, conduits de vapeurs, bâtis, etc., auront une épaisseur plus forte et, qu'ensuite, le moindre déplacement du noyau, pendant la coulée, pourrait réduire cette épaisseur à une valeur insignifiante.

**12. Recherche d'une formule nouvelle pour le calcul de l'épaisseur de la chemise des cylindres d'admission.** — Aucune des diverses formules que nous avons passées en revue ne donne une détermination sûre de l'épaisseur des parois d'un cylindre. Il est difficile, sinon impossible, d'apprécier dans quel cas il est bon d'appliquer plutôt l'une que l'autre. Aussi, avons-nous cherché, au moyen des exemples que nous possédions, à établir une règle assez précise, pour évaluer, dans chaque cas, la valeur de la charge qu'il convenait d'imposer à la matière. Nous avons opéré de la façon suivante et chacun, suivant les données qu'il possédera, pourra suivre la même marche et modifier nos formules en conséquence.

Fig. 4



Sur deux axes rectangulaires  $OX$ ,  $OY$  (fig. 4), nous avons porté, en abscisses, les valeurs successives des diamètres des cylindres et, en ordonnées, les pressions de régime en kilogrammes par centimètre carré. Ceci posé, on voit, qu'avec ce système d'axes, un point du plan, tel que  $M$ , peut représenter un cylindre ayant pour diamètre

ON et soumis à la pression de régime OP par centimètre carré. Nous avons alors calculé, pour chacun des cylindres dont nous connaissions les dimensions, la valeur de la charge donnée par la formule

$$R = \frac{pD}{2\delta}$$

puis, inscrivant cette valeur au point de coordonnées  $p$  et  $D$ , nous avons pu déterminer le lieu des points d'égale charge. Ce lieu appartient à une famille de courbes dont l'équation générale doit être exprimée en fonction de  $p$  et de  $D$  pour donner la solution cherchée. Cette première détermination étant faite, il est facile d'en déduire, pour chaque point du plan, l'épaisseur correspondante donnée par la formule

$$\delta = \frac{pD}{2R}$$

et de tracer ensuite les courbes d'égale épaisseur.

**13. Formule proposée.** — Après un grand nombre de tâtonnements, nous avons trouvé que la valeur de la charge de la chemise du cylindre d'admission pouvait être représentée d'une façon générale et suffisamment approchée, par la formule

$$(13) \quad R = \frac{pD}{10} + 30.$$

d'où il résulte pour l'épaisseur des parois

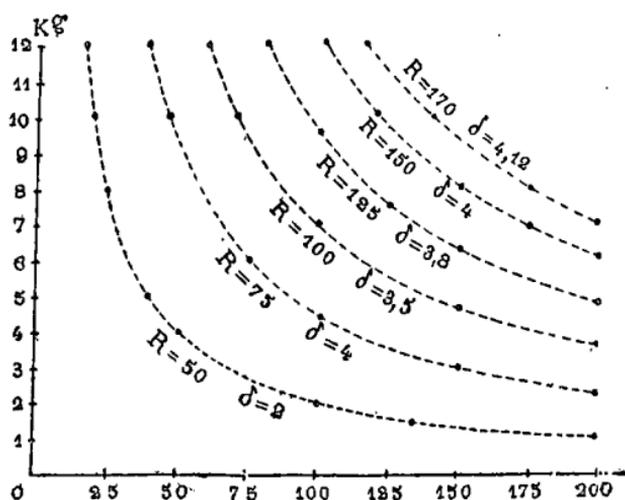
$$(14) \quad \delta = \frac{pD}{2 \left( \frac{pD}{10} + 30 \right)}$$

ou encore

$$(15) \quad \delta = \frac{5(R - 30)}{R}.$$

La formule (15) nous montre qu'à une valeur déterminée de la charge correspond la même

Fig. 5



épaisseur pour tous les cylindres définis par l'équation (13) dans laquelle R est constante. Les courbes d'égale charge sont donc aussi des courbes d'égale épaisseur. Nous avons tracé

(fig. 5) ces courbes qui ne sont autres que des hyperboles équilatères,

pour R = 50	correspondant à $\delta = 2,0$	et $pD = 200$
" R = 75	" $\delta = 3,0$	et $pD = 450$
" R = 100	" $\delta = 3,5$	et $pD = 700$
" R = 125	" $\delta = 3,8$	et $pD = 950$
" R = 150	" $\delta = 4,0$	et $pD = 1200$
" R = 170	" $\delta = 4,12$	et $pD = 1400$

Le tableau I (p. 210 et suivantes), dans lequel nous avons mis en regard, d'un côté, les épaisseurs adoptées pour un certain nombre de machines et les charges correspondantes; de l'autre, les épaisseurs et les charges calculées par notre formule, permettra de se rendre compte de la valeur de cette dernière.

L'examen de ce tableau montre que la concordance entre les valeurs adoptées et les valeurs calculées est, en général, d'autant plus grande qu'il s'agit de machines plus récentes. Les différences les plus fortes s'observent avec les anciennes machines dont la pression de régime n'était que de  $2^{kg},25$  et où l'on ne soumettait la fonte qu'à des charges ne dépassant pas  $50^{kg}$ .

Comme toutes les formules empiriques, celle que nous proposons ne dispensera pas d'un examen attentif des conditions spéciales dans lesquelles sera placée la machine que l'on a en vue. Son emploi n'empêchera nullement d'étudier soi-

gneusement les dimensions de machines analogues et l'on ne devra point hésiter à modifier la valeur des constantes qui y entrent, si cette étude en fait reconnaître la nécessité.

Il est bien entendu, d'ailleurs, que si le calcul de l'expression

$$R = \frac{pD}{10} + 30$$

conduisait à une charge supérieure à 170<sup>kg</sup>, *maximum maximorum* adopté, ce serait cette dernière valeur qu'il faudrait employer pour le calcul de l'épaisseur par la formule

$$(16) \quad \delta = \frac{pD}{2 \times 170}.$$

Pour compléter cette étude, nous avons inscrit, dans le même tableau, les valeurs des épaisseurs et des charges calculées au moyen des différentes formules déjà citées. On pourra ainsi facilement reconnaître quelle est celle qui se rapproche le plus de la réalité.

**14. Remarque sur la partie constante des différentes formules.** — Chacun sait que l'épaisseur des objets obtenus par la fusion ne peut descendre au-dessous d'une limite déterminée. Cette nécessité conduit donc à cette conséquence que si la formule proposée donne une

valeur trop faible de  $\delta$ , il faudra augmenter cette valeur pour ne pas s'exposer à un mécompte, au moment de la fusion. Cette épaisseur minima dépend, d'ailleurs, des dimensions absolues de l'objet, de la qualité de la fonte, de l'habileté du personnel et il est impossible de la fixer d'une façon invariable. Dans les formules que nous avons étudiées jusqu'à présent, elle est fournie par la valeur du terme constant de l'expression de  $\delta$ .

On peut lui assigner les valeurs suivantes :

d'après Reuleaux, 2<sup>cm</sup> ;

d'après Unwin, de 1<sup>cm</sup>,25 à 1<sup>cm</sup>,90 ;

d'après Huguenin, 1<sup>cm</sup>,2 ;

d'après la pratique de la Marine Française,  
1<sup>cm</sup>,2.

On peut donc dire que l'épaisseur minima de la chemise d'un cylindre d'admission est comprise entre 1<sup>cm</sup>,2 et 2<sup>cm</sup>.

**15. Épaisseur de l'enveloppe.** — On donne, en général, dans la Marine, à l'enveloppe, une épaisseur un peu moindre qu'à la chemise. D'ordinaire, cette diminution de l'épaisseur est de 0<sup>cm</sup>,2. Cette règle nous semble parfaitement admissible. Cependant, sur un certain nombre de machines récentes, on a donné à l'enveloppe

0<sup>cm</sup>,4 et même 0<sup>cm</sup>,9 de moins qu'à la chemise. Cette pratique ne peut être que fort avantageuse au point de vue de la légèreté des machines. Il sera bon, cependant, quand on sera amené à d'aussi fortes diminutions, de bien être fixé sur la pression de la vapeur de réchauffage, sans quoi on s'exposerait à soumettre l'enveloppe à des charges dangereuses. Il est impossible de fixer des règles précises à cet égard, puisque l'épaisseur de cette pièce dépendra en grande partie de celle des pièces contiguës, boîtes à tiroir, tubulures, bâtis, etc.

D'après Unwin, comme nous l'avons déjà vu, l'épaisseur d'une enveloppe venue de fonte avec la chemise serait de

$$(17) \quad \delta = 0,012D + \frac{0,75}{1,14}$$

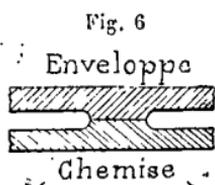
Quand la chemise est rapportée, l'enveloppe aurait

$$(18) \quad \delta = 0,02D + \frac{1,25}{1,90}$$

Quant à la règle de la Marine Française, elle serait

$$(19) \quad \delta = 1 + \frac{pD}{200}$$

**16. Distance entre la chemise et l'enveloppe ou espace de réchauffage.** — Cette distance est assez variable. On peut la prendre égale à l'épaisseur des parois de la chemise ou plus forte de quelques millimètres. La chemise est munie, vers le milieu de sa hauteur, d'un renfort extérieur ou nervure peu saillante (fig. 6) qui



vient s'appuyer sur un renfort semblable placé à l'intérieur de l'enveloppe. L'espace de réchauffage est donc séparé en deux parties qui communiquent l'une avec l'autre, par des

coupures pratiquées de distance en distance dans l'anneau formé par les deux nervures adossées.

La vapeur est amenée dans l'enveloppe par une tubulure spéciale. Un robinet de purge permet d'expulser l'eau de condensation. On voit que l'emploi de la nervure sur la chemise donne à celle-ci beaucoup plus de rigidité pour résister aux déformations.

**17. Cylindres de détente.** — Quand l'épaisseur des cylindres est donnée en fonction du diamètre seulement, ce qui est le cas d'une des formules d'Unwin et de celle de Reuleaux, il n'est pas nécessaire d'en avoir d'autres pour le calcul des cylindres de détente.

Si, au contraire, la formule de l'épaisseur contient la valeur de la pression, il est clair qu'il faut faire varier cette pression suivant le cylindre considéré, sous peine d'arriver à des résultats sans aucune utilité pratique.

Il nous faut donc examiner maintenant quelle valeur il convient d'assigner à la pression suivant le cylindre à étudier.

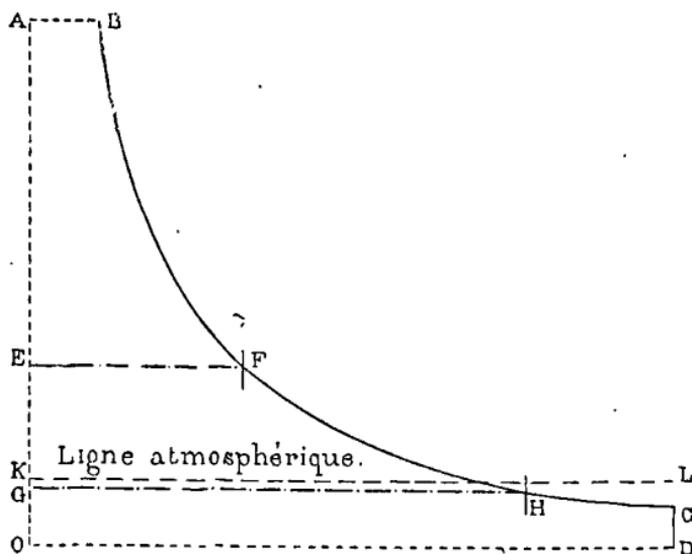
**18. Choix de la valeur de  $p$  suivant le cylindre.** — Nous avons admis plus haut que pour le calcul de l'épaisseur du cylindre d'admission, on devait employer la pression de régime ou le timbre de la chaudière quand il n'y avait pas de détenteur, car il faudrait alors se servir de la pression à la sortie de cet organe.

Si, pour le calcul des épaisseurs des cylindres de détente, on voulait se servir des formules établies précédemment, la méthode suivante de détermination de la valeur de  $p$  se présente immédiatement à l'esprit.

Imaginons qu'on construise (*fig. 7*) le diagramme théorique OABCD correspondant à l'allure maxima de la machine. Partageons ce diagramme en 2, 3 ou 4 parties égales, suivant qu'il s'agira d'une machine à double, triple ou quadruple expansion. Soient, par exemple, ABFE, EFIG et GHCD les trois parties égales

du diagramme, et KL la ligne atmosphérique ; AK représentera la pression qui s'exerce dans le petit cylindre ; EK, celle du moyen et GK, celle du grand. Il semblerait donc rationnel de se servir de ces pressions pour le calcul des épaisseurs.

Fig. 7



Mais cette manière d'opérer qui serait peut-être assez bonne pour le moyen cylindre deviendrait absolument insuffisante pour le grand, parce que GK serait, en général, très petit ou même, dans certains cas, négatif. Si l'on introduit de la vapeur dans l'enveloppe, la chemise de ce cylindre sera certainement soumise à un

effort de compression. D'un autre côté, il est vrai que si, pour assurer le départ de la machine, on introduit directement la vapeur dans le premier cylindre de détente, il en résultera une pression exceptionnelle dans les cylindres suivants, mais ce ne sera là qu'une surcharge accidentelle que ce cylindre pourra supporter facilement pendant quelques instants.

Si, en service courant, le régime de la machine ne subissait jamais que des modifications parfaitement déterminées, il serait possible de donner des règles précises pour la détermination des divers cylindres ; mais cette certitude n'existe pas et il faut s'en remettre absolument à l'expérience pour résoudre ce problème. Le moyen le plus simple d'y arriver consiste à étudier d'abord le dernier cylindre de détente.

**19. Épaisseur du dernier cylindre de détente.** — La construction du diagramme théorique nous montre que le dernier cylindre de détente de toutes les machines n'est jamais soumis à une pression bien supérieure à la pression atmosphérique, ce qui revient à dire qu'il ne supporte effectivement qu'une charge très faible, sauf dans le cas où l'on fait agir de la vapeur dans l'enveloppe. Faisons abstraction de ce cas, puisque cette pression pourra être fort variable ;

nous arrivons à cette conclusion que les derniers cylindres de détente de toutes les machines supportent la même pression. Dans ces conditions, il est assez rationnel d'employer une formule qui ne contienne pas la valeur de la pression. Nous avons inscrit, dans le tableau II (pages 214 et suivantes), en regard des épaisseurs réelles d'un certain nombre de cylindres de détente, les épaisseurs calculées par les formules suivantes :

Formule de Reuleaux,

$$(20) \quad \delta = 2 + \frac{D}{100}.$$

Formule d'Unwin : chemise rapportée,

$$(21) \quad \delta = 0,016D + \frac{1,0}{1,52}.$$

Formule d'Unwin : chemise non rapportée,

$$(22) \quad \delta = 0,02D + \frac{1,25}{1,90}.$$

Formule de la Marine,

$$(23) \quad \delta = 1,7 + 0,012D.$$

L'examen du tableau II montre que les valeurs fournies par les diverses formules s'éloignent plus ou moins de la réalité et qu'aucune d'elles ne donne des résultats satisfaisants dans tous les

cas. Nous croyons donc bon d'indiquer ici une formule à laquelle nous avons été amené par l'étude des valeurs adoptées dans les machines dont nous avons les dimensions.

**20. Formule proposée.** — Sur les deux axes  $OX$ ,  $OY$  (*fig. 8*), nous avons porté en abscisses les diamètres des derniers cylindres de détente et en ordonnées l'épaisseur de leur chemise ; puis, nous avons fait passer au milieu des points ainsi obtenus

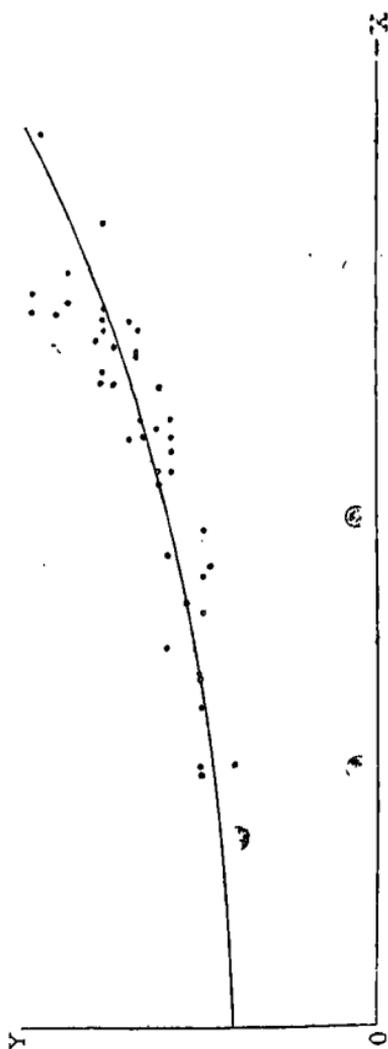


Fig. 8

la courbe continue la plus simple pos-

sible. Cette courbe nous a conduit à la relation

$$(24) \quad \delta = 2 + 0,000045D^2.$$

Nous avons également porté dans le tableau II les épaisseurs calculées avec cette nouvelle formule et l'on pourra constater qu'elle serre la réalité d'un peu plus près que les autres. Elle ne s'en éloigne guère que de deux millimètres en plus ou en moins. On pourrait donc la rendre plus exacte en écrivant :

$$(25) \quad \delta = \frac{1,8}{2,2} + 0,000045D^2.$$

**21. Formule de M. Widmann.** — Nous ne pouvons passer sous silence la formule indiquée par M. Widmann sur le même sujet, pour les machines à triple expansion. M. Widmann pose, en désignant par  $\pi_3$  la pression d'essai à l'eau froide du dernier cylindre de détente

$$\pi_3 = \frac{2}{3} p$$

et en admettant toujours que, dans cet essai, la charge de la matière ne doit pas dépasser 250<sup>kg</sup>, il en déduit

$$(26) \quad \delta = 0,002\pi D = \frac{0,004}{3} pD.$$

Cette formule, appliquée au *Tréhouart* qui se trouve précisément dans les conditions d'une pression de régime de 12<sup>ks</sup> à la sortie du détenteur et dont le grand cylindre a 192<sup>cm</sup> de diamètre, fournirait une épaisseur de 3<sup>cm</sup>,07.

Les autres formules donneraient :

celle de Reuleaux, 3<sup>cm</sup>,92 ;

celle d'Unwin, de 4<sup>cm</sup>,07 à 4<sup>cm</sup>,59 ;

celle de la Marine, 4<sup>cm</sup>,00.

celle que nous proposons, 3<sup>cm</sup>,66.

L'épaisseur adoptée étant de 3<sup>cm</sup>,5, il semble que la formule de M. Widmann donne des épaisseurs un peu faibles et les autres, au contraire, des valeurs un peu fortes.

**22. Enveloppe du dernier cylindre de détente.** — Les considérations du § 15 s'appliqueront à l'enveloppe du cylindre de détente, c'est-à-dire qu'on la prendra de quelques millimètres plus faible que la chemise. C'est, du moins, la pratique de la Marine qui prend pour valeur de cette diminution d'épaisseur 0<sup>cm</sup>,2, ce qui donne pour  $\delta$  :

$$(27) \quad \delta = 1,5 + 0,012D.$$

La distance libre entre la chemise et l'enveloppe se déterminera comme plus haut.

**23. Épaisseur des cylindres intermédiaires.** — Les règles précédentes sont suffisantes pour déterminer l'épaisseur du cylindre d'admission et celle du dernier cylindre de détente. Il ne nous reste donc plus qu'à nous occuper des cylindres intermédiaires. M. Widmann est le seul auteur qui ait indiqué une règle pour le second cylindre d'une machine à triple expansion dont la pression de régime serait  $12^{\text{kg}}$ .

Il pose

$$\pi_2 = p.$$

d'où il tire

$$(28) \quad \delta = 0,02pD$$

ce qui conduit, pour le deuxième cylindre du *Tréhouart*, à

$$\delta = 0,002 \times 12 \times 120 = 2^{\text{cm}},88$$

au lieu de  $3^{\text{cm}}$ , chiffre adopté. La différence est ici moins forte que plus haut, mais elle est encore en moins.

Pour fixer, au sujet de ces cylindres, une règle empirique, il nous faudrait un nombre suffisant d'exemples de machines à triple expansion. Malheureusement, nous n'en connaissons que très peu, pas assez en tous cas pour nous permettre la moindre tentative de ce genre. Nous

devrons donc nous borner à indiquer la méthode qui nous semble la plus sûre et la meilleure pour faire cette détermination. Elle consistera à construire le diagramme théorique et à prendre la valeur de la pression effective dans le cylindre considéré à la marche maxima, puis à calculer par la formule (15) la valeur de l'épaisseur. On comparera ce nombre à celui que fournirait la formule de M. Widmann si l'on a affaire à une machine à 12<sup>ks</sup> et suivant le résultat de cet examen, on modifiera la valeur obtenue. On pourrait encore calculer le produit  $pD$  pour le cylindre d'admission, le même produit pour le cylindre de détente en supposant  $p = 1$ , porter ces valeurs en abscisses, élever en ces points des ordonnées égales à l'épaisseur des cylindres correspondants, faire également le produit de la pression du diagramme par le diamètre pour les cylindres intermédiaires et aux points d'abscisses correspondants, élever des perpendiculaires jusqu'à la rencontre de la ligne droite joignant les extrémités des deux premières ordonnées. On admettra que la longueur des perpendiculaires ainsi déterminées donnera les épaisseurs cherchées.

**24. Fonds et couvercles en fonte.** — Le cylindre est fermé à son extrémité tournée vers

l'arbre par le couvercle, à l'autre, par le fond. Aujourd'hui, le couvercle est le plus souvent venu de fonte avec l'enveloppe et le fond seul est amovible. Ce que nous dirons du fond, sauf ce qui concernera les collerettes de jonction, sera applicable au couvercle.

Le fond est plein ou creux.

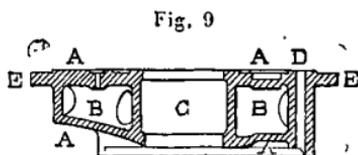
Les fonds pleins ont généralement une épaisseur égale à celle de l'enveloppe. Les collerettes ont une épaisseur supérieure de quelques millimètres. On ne fait guère usage de cette sorte de fond que pour des cylindres d'assez petit diamètre et dans les machines à terre. On les consolide, d'ailleurs, par des nervures extérieures rayonnantes.

Dans les machines marines, on emploie généralement des fonds creux. Dans ce cas, leur intérieur est consolidé par des cloisons rayonnantes évidées pour permettre la circulation de la vapeur.

En donnant aux parois et aux cloisons une épaisseur égale aux 0,6 ou à la moitié de celle des collerettes, on sera sûr d'obtenir, si les cloisons sont bien disposées, une résistance bien plus considérable que dans le cas d'un fond plein, puisque le moment d'inertie sera plus grand.

Le fond est percé, en son centre, d'un trou d'homme de diamètre suffisant pour permettre la visite de l'intérieur du cylindre. Il porte une soupape de sûreté qui, sur les machines verticales, est souvent disposée sur le bouchon de trou d'homme, mais qui, sur les machines horizontales, est placée à la partie inférieure du fond. Cette soupape est destinée à l'évacuation de l'eau condensée comprimée à bout de course entre le piston et le fond, malgré le jeu qu'on a toujours soin de ménager en cet endroit.

On peut donner au fond une hauteur de une fois et demie environ le diamètre de la tige de piston. Cette hauteur est nécessaire pour la bonne exécution



des presse-étoupes. La largeur des collerettes en dehors de l'enveloppe sera au moins égale à 3 fois le diamètre des boulons de jonction.

Nous donnons (*fig. 9*) la coupe diamétrale d'un fond creux de la machine du Tige. A, A, sont les parois; B, B, les cloisons intérieures; C, l'emplacement du bouchon du trou d'homme; D, le tuyau de purge; E, la collerette de jonction.

On remarque, en outre, un trou de faible diamètre pour l'arrivée de la vapeur de réchauffage.

Le fond est, comme on le voit, fortement échancré en face des conduits d'arrivée de vapeur.

**25. Nombre et diamètre des boulons de jonction.** — Les boulons de jonction se placent généralement à des distances variant de 15 à 25<sup>cm</sup> les uns des autres. Cette distance a été reconnue convenable pour assurer l'étanchéité du joint. Connaissant le diamètre moyen du fond, il est donc facile de déterminer le nombre de boulons qui formeront la jonction. Soient  $n$ , ce nombre;  $R$ , la charge par unité de surface;  $D$ , le diamètre intérieur de l'enveloppe;  $p$ , la pression à l'intérieur du cylindre considérée;  $d$ , le diamètre des boulons dans la section réduite par le filetage. On devra avoir :

$$n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot R = \pi \frac{D^2}{4} \cdot p$$

d'où

$$(29) \quad d = D \sqrt{\frac{p}{nR}}$$

La valeur maxima de  $R$  dans cette formule ne doit pas dépasser 300 à 400<sup>kg</sup> par centimètre carré. Cependant, M. Normand fait travailler les boulons en acier sur ses torpilleurs jusqu'à 700<sup>kg</sup> environ. Cette dernière charge est admissible pour des machines comme les torpilleurs où l'on

recherche, avant tout, l'extrême légèreté, mais elle est trop forte pour les machines ordinaires, et les premiers chiffres cités paraissent fort raisonnables.

Il faut considérer, en effet, que les boulons de fond ne seront pas simplement soumis à un effort statique. Ils pourront supporter des chocs assez violents dans le cas d'un entrainement d'eau.

De plus, par suite du serrage primitif destiné à assurer l'étanchéité du joint, les boulons sont souvent soumis, avant l'introduction de la vapeur dans le cylindre, à une charge assez forte. Suivant l'élasticité du joint, cette charge apportera un accroissement plus ou moins considérable à celle qui sera produite par la vapeur.

Considérons d'abord un joint qui n'aurait aucune élasticité, c'est-à-dire tel que le moindre allongement des boulons sous l'action de la pression supprime toute réaction des brides l'une sur l'autre. Il est bien clair que, dans ces conditions, les boulons ne supporteront jamais qu'une charge égale, soit à celle qui proviendra du serrage, soit à celle qui proviendra de l'action de la vapeur et pour laquelle ils ont été calculés.

Supposons maintenant que le joint soit très élastique et que, malgré l'allongement des bou-

lons sous la pression intérieure et l'écartement des pinces qui en résulte, la réaction des pinces ne soit diminuée que d'une quantité insignifiante, il est certain que, dans ce cas, les deux charges s'ajouteront et que les boulons seront plus chargés que précédemment.

La réalité est comprise entre le cas de l'élasticité nulle et celui de l'élasticité parfaite, ce qui revient à dire que toujours les boulons supporteront une charge plus élevée que celle qui provient uniquement de l'action de la vapeur, et qu'il y a donc intérêt à ne pas dépasser pour le calcul les chiffres fixés plus haut.,

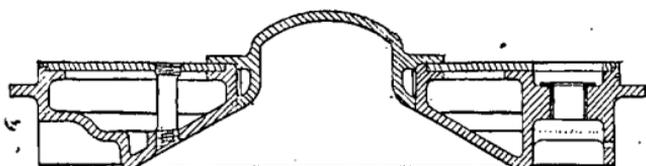
On pourrait ajouter également que la charge des boulons oscillant constamment entre un maximum et un minimum, cette considération viendrait également à l'appui de ce que nous avons dit pour ne pas élever la charge.

Quant à la valeur de  $p$  à introduire dans la formule (29) suivant le cylindre, nous avons déjà discuté cette question à propos des chemises de cylindre. Nous n'y reviendrons pas. Nous dirons seulement qu'on prendra le diamètre maximum des boulons trouvé par la formule précédente et qu'on emploiera le même type pour tous les cylindres. On sera sûr ainsi d'avoir toute la solidité désirable.

Le diamètre de la partie filetée étant déterminé, le diamètre du corps, les dimensions de la tête et du filetage seront immédiatement pris dans les tableaux réglementaires.

**26. Fonds en acier moulé.** — Pour augmenter la légèreté des fonds tout en ne sacrifiant rien de leur solidité, on fait usage depuis quelque temps déjà de fonds pleins en acier moulé, épousant exactement les formes des pistons de même métal, pour diminuer l'espace mort. La *fig. 10*

Fig. 10



montre la forme de ces fonds et leurs dispositions. Leur faible épaisseur nous met en présence d'une nouvelle difficulté : c'est celle qui provient de la déperdition de chaleur qui ne pourra manquer d'être énorme à travers cette faible cloison.

On y obvie de la façon suivante : Ou bien on donne au fond la forme des fonds en fonte, en le composant de deux flasques rivés sur une couronne annulaire et rendus solidaires par des entretoises : cette solution est adoptée quand le piston a la forme ordinaire en disque ; ou bien,

on rive simplement une tôle assez épaisse sur le fond du côté extérieur au cylindre et on relie cette tôle au corps en acier par des entretoises. Cette solution est adoptée pour les fonds en forme de tronc de cône quand le piston affecte la même forme. On a ainsi, en définitive, des fonds creux dans lesquels on peut envoyer de la vapeur, et on évite la perte sur le diagramme due au refroidissement. La première solution se rapporte plus spécialement à des fonds complets en tôle.

**27. Calcul de l'épaisseur des fonds. —**

Si les fonds se présentaient sous la forme d'une simple plaque plane, on pourrait, en appliquant les formules indiquées par Grashof, et en supposant cette plaque appuyée ou encastrée sur ses bords, trouver la charge maxima qu'elle supporte en chaque point. On sait, en effet, qu'une plaque circulaire appuyée à sa circonférence supporte en son centre une charge donnée par la formule

$$(30) \quad R = \frac{117}{512} \cdot \frac{pD^3}{\delta^3}$$

d'où l'on tire, si l'on se donne R :

$$(31) \quad \delta = 0,478D\sqrt[3]{\frac{p}{R}}.$$

On trouverait de même en supposant, au contraire, la plaque encadrée,

$$(32) \quad R = \frac{45}{256} \frac{pD^3}{\delta^2}$$

$$(33) \quad \delta = 0,42D \sqrt{\frac{p}{R}}$$

Mais, dans ce cas, la charge maxima aurait lieu sur les bords.

Ces formules appliquées à la détermination de l'épaisseur des fonds conduiraient à des résultats environ trois fois plus considérables que ceux réellement admis dans la pratique, au moins pour les cylindres de grand diamètre. La raison de cette différence tient à ce fait que les formules sont déterminées pour des plaques d'égale épaisseur en tous leurs points, ce qui est loin d'être le cas des fonds de cylindres. Ceux-ci, lorsqu'ils sont pleins, sont munis de nervures et, lorsqu'ils sont creux, leur moment d'inertie au centre est très considérable et les empêche de subir des déformations sensibles.

Or, les valeurs des charges sont précisément basées sur la grandeur des déformations. Il en résulte que, si l'on peut empêcher par l'emploi de nervures ou de fonds creux la production d'une flèche au milieu du fond, on pourra traiter

les brides comme des pièces soumises à un simple effort de cisaillement. En admettant cette hypothèse, on aurait, pour la valeur de la charge, en désignant par  $D$ , le diamètre intérieur de l'enveloppe et par  $p$ , la pression intérieure sur le fond :

$$(34) \quad \pi D \cdot \delta \cdot R' = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p.$$

$R'$  désignant la charge au cisaillement, d'où

$$(35) \quad \delta = \frac{pD}{4R'}.$$

Si l'on prend  $R' = \frac{4}{5} R$ ,  $R$  étant la charge admise pour la chemise, il vient :

$$(36) \quad \delta = \frac{5}{16} \cdot \frac{pD}{R}.$$

La formule (35) nous montre qu'en adoptant pour l'épaisseur des brides le chiffre trouvé pour l'enveloppe augmenté de quelques millimètres, on fait travailler la matière à une charge environ deux fois plus faible que la charge de l'enveloppe, ce qui semble suffisamment tenir compte du surcroît de fatigue qui peut résulter d'une légère flexion. Dans le cas où le fond ne devrait pas être muni de nervures, il serait prudent d'adopter

entièrement les formules de Grashof pour le calcul de l'épaisseur des fonds.

**28. Bâtis.** — Les bâtis sont ou complètement en fonte, ou partiellement constitués par des colonnes en acier, ou entièrement en tôlerie. Depuis quelques années on remplace presque toujours la fonte par l'acier moulé pour cette partie de la machine.

Les bâtis supportent les cylindres par l'intermédiaire de consoles venues de fonte avec ces derniers et dont l'épaisseur est généralement égale à celle de l'enveloppe, sauf dans les portées qui doivent présenter une légère surépaisseur. La forme des consoles, leurs nervures, varient dans chaque machine, et il est impossible de donner aucune règle précise au sujet de leur construction.

Tout ce qu'on peut dire, c'est que la stabilité des machines doit être aussi grande que possible. Ce point capital doit surtout être observé avec soin dans les machines marines dont les différentes parties doivent être intimement liées les unes aux autres. Le plus souvent, on dispose sous la machine et on relie directement à un carlingage spécial de vastes bâtis en fonte présentant une large surface sur laquelle viennent s'appuyer les cylindres, les pompes, les conden-

seurs, etc. Ces bâtis sont creux et servent souvent à la circulation de l'eau des pompes.

Il ne faut pas perdre de vue, dans l'étude des bâtis, qu'ils doivent non seulement résister au poids des diverses parties de l'appareil, mais encore qu'ils supporteront les réactions des efforts exercés pendant la marche.

Les différents cylindres devront être réunis entre eux au moyen de consoles ou, pour alléger, par de véritables arbres en fer passant dans des colliers venus de fonte sur chaque cylindre et fixés par des écrous. Si la machine repose sur des colonnes, des croix de Saint-André empêcheront tous les mouvements au roulis. Si les bâtis sont en tôle, tous les supports seront constitués de même par des tôles renforcées au moyen de cornières et aussi largement évidées que possible.

---

## CHAPITRE II

---

### BOITES A TIROIR — TIROIRS — PISTONS

**29. Parois des boîtes à tiroir.** — Dans un grand nombre de machines, les boîtes à tiroir sont venues de fonte avec l'enveloppe du cylindre. Il est donc nécessaire d'en fixer l'épaisseur en même temps que celle de cette partie de la machine. Jusqu'à ces dernières années, pour les machines dont la pression de régime ne dépassait pas  $4^{\text{kg}},25$ , on se contentait de prendre pour l'épaisseur des parois de ces boîtes, les  $0,8$  de l'épaisseur de l'enveloppe, et cette règle empirique était satisfaisante, à la condition cependant d'augmenter la rigidité des parois par un système de nervures dans deux sens rectangulaires. Dès que commença à se généraliser l'emploi de plus

hautes pressions et surtout avec l'augmentation toujours croissante des dimensions des machines, on reconnut que cette manière de procéder ne présentait plus toute la sécurité désirable. On avait d'ailleurs remarqué que des avaries fréquentes se produisaient aux arêtes de raccordement des boîtes à tiroir avec l'enveloppe ou dans les nervures de consolidation de la glace, mais on pouvait les attribuer aux dilatations produites par l'inégalité de la distribution de la chaleur aux différents points du cylindre et de la boîte à tiroir, ou aux tensions moléculaires provenant du refroidissement après la coulée. Quoi qu'il en soit, ces faits étaient trop graves pour que l'on ne cherchât pas les moyens d'en éviter le retour. On fut donc amené à faire usage de boîtes à tiroir rapportées. Mais cette solution ne diminuait pas la fatigue des parois planes soumises à la pression de la vapeur. On résolut de recourir à l'emploi des tiroirs cylindriques. Ces tiroirs ont non seulement un poids plus faible que les tiroirs ordinaires, mais ils ont l'avantage d'être équilibrés au point de vue des efforts de la vapeur ; et, enfin, leur disposition permet de donner à leur enveloppe, c'est-à-dire à la boîte à tiroir, la forme la plus convenable pour résister à la pression qu'elle doit supporter, soit la forme

cylindrique. Si, pour des raisons particulières, il est impossible d'employer les tiroirs cylindriques, on pourra augmenter néanmoins la solidité de la boîte à tiroir, en lui donnant une forme demi-cylindrique, ce qu'on peut faire facilement en modifiant légèrement la forme des tiroirs ordinaires pour diminuer l'encombrement. Cette solution présente cependant l'inconvénient d'exiger, en cas de démontage du tiroir, l'enlèvement d'une pièce d'un poids assez considérable. Pour les simples visites, un couvercle placé à une extrémité est très suffisant.

**30. Résistance d'une plaque plane rectangulaire.** — Pour nous rendre compte de la charge supportée par les parois ou le couvercle d'une boîte à tiroir, nous aurons encore recours aux formules de Grashof. Nous supposerons la plaque encastrée sur ses bords. La formule à appliquer sera, en désignant par  $a$ , le plus grand côté; par  $b$ , le plus petit; par  $\delta$ , l'épaisseur des parois et par  $p$ , la pression uniforme qu'elles supportent :

$$(37) \quad R = \frac{1}{2 \left( 1 + \frac{b^4}{a^4} \right)} \frac{p \cdot b^2}{\delta^2}.$$

Cette charge maxima a lieu à l'encastrement et dans le sens du plus petit côté.

Si le rapport  $\frac{b^4}{a^4}$  est assez faible pour être négligé devant l'unité, on prendra la formule plus simple

$$(38) \quad R = \frac{1}{2} \frac{pb^3}{\delta^2}$$

ce qui n'aura pas d'autre inconvénient que d'augmenter un peu l'épaisseur pour une valeur donnée de R.

En nous reportant aux observations que nous avons faites (§ 27) à propos des fonds, on remarquera ici que si les parois ou le couvercle sont en deux épaisseurs ou consolidés par des nervures réduisant la flèche à une valeur négligeable, il ne sera pas nécessaire d'employer les formules de Grashof, mais il suffira d'écrire que la résistance au cisaillement des parois sur les bords est égale à la pression de la vapeur. On aura ainsi :

$$2(a + b) \cdot \delta \cdot R = p \cdot a \cdot b.$$

Si l'on veut que la valeur de R soit la même que celle précédemment calculée pour les couvercles, il faudra écrire en désignant par  $K\delta$  l'épaisseur dans ce cas :

$$(39) \quad \frac{pab}{2(a + b)K\delta} = \frac{pD}{4\delta}$$

et si l'on suppose  $\frac{b}{a} = \frac{1}{2}$  et  $b = \frac{3}{4} D$ , on trouve  $K = 1$ , ce qui revient à dire que l'épaisseur du couvercle et des parois des boîtes à tiroirs doit être sensiblement égale à l'épaisseur des pinces du fond, dans le cas où ces parois seront suffisamment rigides pour ne pas fléchir sous l'action de la vapeur. Si l'on veut employer des couvercles en tôlerie, il sera bon de les faire en deux épaisseurs solidement réunies par des entretoises. On aura ainsi l'avantage d'une résistance plus grande et, en même temps, on diminuera le rayonnement et, par suite, le refroidissement de la vapeur.

Si les couvercles en tôlerie sont d'une seule épaisseur, leur charge s'appréciera assez exactement par l'une des deux formules (37) ou (38), mais il sera bon, en outre, de calculer la flèche qu'ils tendront à prendre sous l'action de la vapeur. Cette flèche sera obtenue par la formule

$$(40) \quad f = \frac{1}{32} \frac{a^4 b^4}{a^4 + b^4} \cdot \frac{p}{E \delta^3}.$$

Il est presque certain que la flèche ainsi trouvée sera assez considérable pour provoquer dans les couvercles un mouvement sensible de soufflet, qui fatiguera beaucoup la tôle et qu'on évitera

en munissant le couvercle d'étriers en fer formant avec lui une espèce de poutre armée.

Cette solution permettra peut-être de gagner du poids, mais il nous semble que les couvercles en deux épaisseurs sont préférables.

**31. Boîtes à tiroir cylindriques.** — Le calcul des boîtes à tiroir cylindriques se fera comme celui des cylindres correspondants, c'est-à-dire qu'on pourra leur faire supporter des charges égales à celles des cylindres de même diamètre. On pourrait même diminuer ces charges, et par conséquent augmenter l'épaisseur trouvée, s'il y avait une trop grande différence entre celle-ci et celle des parties adjacentes.

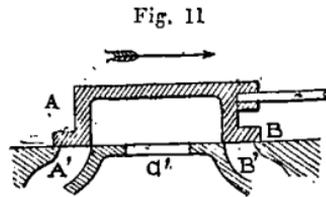
**32. Glace.** — La *glace* est la partie du cylindre sur laquelle glisse le tiroir. Elle est percée d'ouvertures pour l'admission et l'évacuation de la vapeur.

Elle est soutenue sur sa face tournée vers le cylindre par des nervures qui empêchent toute flexion. Ces nervures sont très sujettes à se fendre et il vaut souvent mieux les remplacer par des pièces rapportées. La glace, venue de fonte avec le cylindre, est presque toujours aujourd'hui recouverte d'une glace rapportée percée des mêmes ouvertures et maintenue sur la première par des prisonniers. Cette seconde glace forme

non seulement une consolidation utile, mais elle peut de plus être faite en fonte plus dure, prenant un plus beau poli et ne s'usant que très peu sous le frottement du tiroir.

La glace des tiroirs cylindriques sera également rapportée et on lui donnera une épaisseur égale à celle des parois cylindriques qui l'entourent.

**33. Tiroirs à coquille.** — La forme de tiroirs la plus généralement adoptée pendant longtemps, pour la grande majorité des machines, a été le *tiroir à coquille*. Sa forme la plus simple est celle d'une boîte renversée



(fig. 11), munie de deux rebords A et B qui ouvrent et ferment alternativement les orifices A' et B' destinés à l'introduction de la vapeur ou à son évacuation par le conduit C'.

Dans les grandes machines, le tiroir n'a pu conserver la forme simple que représente la fig. 11. On a été amené, pour diminuer sa course et par suite l'encombrement de la boîte à tiroir, à le munir de doubles orifices. Cette nouvelle disposition, tout en compliquant la fabrication du tiroir, ne peut nuire en rien à sa solidité, au

contraire, car elle nécessite l'emploi d'un certain nombre de cloisons intérieures qui ne peuvent qu'ajouter à la rigidité des parois. Aussi, semble-t-il suffisant de prendre, pour l'épaisseur des parois, les 0,6 de l'épaisseur de la chemise et quelquefois un peu moins. Les formules établies plus haut permettront toujours de se rendre compte de la charge que supporteront les diverses cloisons planes dont un tiroir est composé.

La partie du tiroir en contact avec la glace aura une épaisseur égale à celle de l'enveloppe. De plus, comme cette face doit frotter sur la glace, il faut chercher à diminuer autant qu'on le peut le coefficient de frottement entre ces deux surfaces. Pour cela, on a d'abord garni toute cette partie d'une couche d'antifriction coulée sur le tiroir dans une série de rainures en queue d'aronde se coupant à angle droit. La différence de dilatation des deux métaux, antifriction et fonte, donne souvent lieu à des décollements de l'antifriction qui se trouve rabotée par les bords des lumières de la glace. Il en résulte soit des échauffements, soit des fuites de vapeur fort préjudiciables. On peut aussi ne garnir la face du tiroir que de dés en antifriction coulés dans des trous tronconiques. Ces dés affleurent exactement la surface à l'état naturel et ce n'est que sous

· l'influence de la chaleur que, se dilatant légèrement, ils soulèvent le tiroir d'une quantité très faible, suffisante pour l'introduction du lubrifiant entre les surfaces frottantes, mais insuffisante pour provoquer une fuite de vapeur. Ce système n'a pas donné non plus, dans tous les cas, d'excellents résultats. On peut encore tracer sur la surface frottante une série de rainures formant *pattes d'araignée* et destinées à emmagasiner l'huile de graissage, mais ces rainures s'encrassent promptement et leur utilité devient illusoire.

· On voit donc qu'il est assez difficile d'obtenir dans les tiroirs plans un bon portage du tiroir sur la glace. C'est donc encore une raison qui milite en faveur de l'adoption des tiroirs cylindriques. Mais un autre point non moins important et qui, d'ailleurs, produit toutes les difficultés énumérées plus haut, est celui de la pression énorme que supportent les tiroirs plans. On a donc cherché à diminuer cette pression et ce problème a été résolu par l'emploi des compensateurs.

**34. Compensateurs.** — Le *compensateur* a pour but d'isoler du reste de sa boîte une partie de la surface du tiroir. On conçoit facilement que, pour arriver à ce but, il suffit de dresser

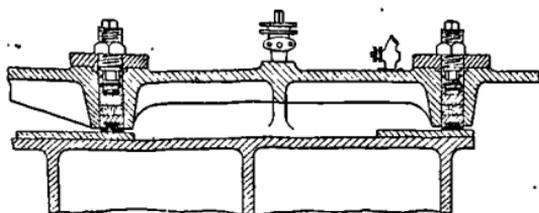
parfaitement le dos du tiroir, d'y installer un cadre limitant l'espace à garantir et relié au couvercle soit par un presse-étoupes, soit par une garniture métallique étanche. Une pression convenable, exercée sur le compensateur au moyen de vis manœuvrées de l'extérieur, permettra de l'appliquer bien exactement sur la partie dressée du dos du tiroir et d'obtenir l'isolement cherché de cette partie.

On voit ainsi que l'espace entouré par le compensateur ne subira que la pression que l'on voudra, soit celle de l'atmosphère, soit celle du condenseur, suivant qu'on le mettra en communication à travers le couvercle avec la chambre des machines ou avec le condenseur. Dans ce dernier, cas, il faudra veiller avec le plus grand soin à ce que l'étanchéité du compensateur soit absolue, car, autrement, des fuites au condenseur pourraient se produire sans qu'on en soit averti autrement que par l'augmentation de la consommation de la machine. Il est donc plus prudent de mettre l'espace réservé en communication avec la chambre des machines, parce qu'en cas de fuite, on s'en aperçoit immédiatement.

Il est intéressant de déterminer dans quelle proportion l'emploi d'un compensateur permet de diminuer la charge d'un tiroir. On a reconnu

que l'étanchéité au passage de la vapeur entre deux surfaces parfaitement dressées est obtenue même sous une pression de  $7^{\text{kg}}$  par centimètre carré quand la pression des deux surfaces l'une sur l'autre atteint seulement  $0^{\text{kg}},250$  par centimètre carré. Prenons même une pression de  $0^{\text{kg}},500$  par centimètre carré. On voit qu'on pourra, sans erreur sensible, considérer toute la surface couverte par le compensateur comme soustraite à la pression de la vapeur. Dans ce cas, la diminution de la charge sera dans le rap-

Fig. 12

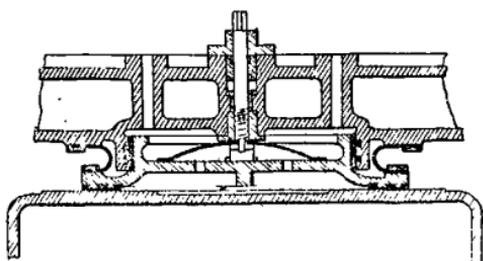


port de la surface couverte à la surface totale du tiroir. La disposition des vis de pression du compensateur devra être étudiée de façon à égaliser la pression qu'elles auront à transmettre. Il sera bon, d'ailleurs, de ne communiquer cette pression que par l'intermédiaire de ressorts dont la charge pourra être calculée à l'avance et qui seront tarés de temps en temps pour permettre d'évaluer toujours avec précision, par l'en-

foncement des vis, la poussée qu'ils transmettront.

Nous terminerons cette étude du compensateur par les *fig.* 12 et 13 qui représentent, la première, un de ces appareils dont l'étanchéité est

Fig. 13



assurée par un presse-étoupes, et la seconde, par une lame métallique. Cette seconde disposition qui est la plus répandue porte le nom de compensateur Cadiat, du nom de son inventeur, ancien ingénieur de la Marine.

**35. Tiroirs cylindriques.** — Avec l'augmentation toujours croissante de la puissance des machines, les dimensions et le poids des tiroirs ont été constamment en croissant. Les forces d'inertie développées dans le mouvement sont donc devenues de plus en plus considérables et il en résulte que les dimensions des tiges de tiroirs ont dû être considérablement augmentées.

L'emploi de tiroirs cylindriques permet d'obvier à ces inconvénients, tout en présentant l'avantage d'être équilibrés au point de vue des efforts de la vapeur. Ces tiroirs sont de simples disques analogues à des pistons, munis comme ceux-ci de bagues étanches, et se déplaçant devant les orifices pratiqués dans la glace cylindrique. Toute la difficulté que présente l'emploi de ces tiroirs réside donc dans l'étanchéité que les bagues doivent présenter. La hauteur de ces bagues sera obtenue par l'étude de la régulation de la machine et leurs autres dimensions, ainsi que celles des pièces qui les supportent, seront déterminées par les méthodes exposées plus loin au sujet des pistons.

**36. Tiroirs en D.** — Les tiroirs en D, fort en faveur dans les premières machines à vapeur, ont été remplacés dans presque toutes les machines par les tiroirs à coquille ou les tiroirs cylindriques, à cause de la difficulté d'assurer l'étanchéité de leurs garnitures. Aussi, n'en parlons-nous que pour mémoire. Il ne sera, d'ailleurs, pas difficile, après ce que nous avons dit, de leur assigner des dimensions.

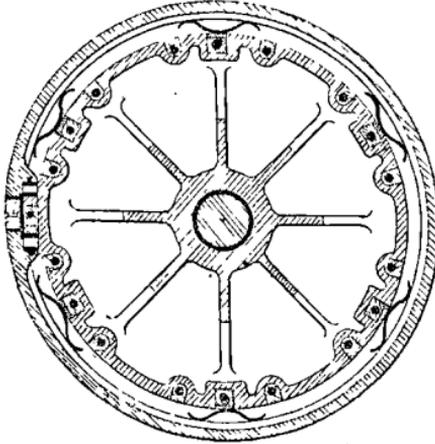
**37. Pistons.** — Le *piston* est la pièce mobile enfermée dans le cylindre et qui, recevant l'action de la vapeur, la communique aux autres parties

de la machine en provoquant le mouvement. La vapeur ne peut produire d'effet utile sur le piston que si les deux faces de celui-ci supportent des pressions différentes ; c'est le tiroir qui est chargé d'opérer la distribution de la vapeur nécessaire à cet effet. Ce rôle du tiroir ne donnera de bons résultats qu'autant que le piston, dans son mouvement, opposera un obstacle absolu au passage de la vapeur de part et d'autre de ses faces. Le piston devra donc exercer une certaine pression sur les parois intérieures de la chemise. Cette pression ne devra être que très légèrement supérieure à celle qui est nécessitée par l'étanchéité, pour éviter tout frottement inutile. On réalisera cette condition en composant le piston d'un corps en fonte ou en acier, garni sur son pourtour d'une pièce cylindrique spéciale appelée *bague*, assez élastique pour exercer la pression voulue en tous les points du contour du cylindre. Cette pression proviendra, soit de l'élasticité naturelle de la bague, soit de la pression d'un certain nombre de ressorts logés dans le corps du piston et appuyés sur cette bague. Les pistons se font en fonte, en acier ou en tôle.

**38. Pistons en fonte.** — Les pistons en fonte sont, en général, constitués par une carcasse creuse consolidée à son intérieur par des nervures

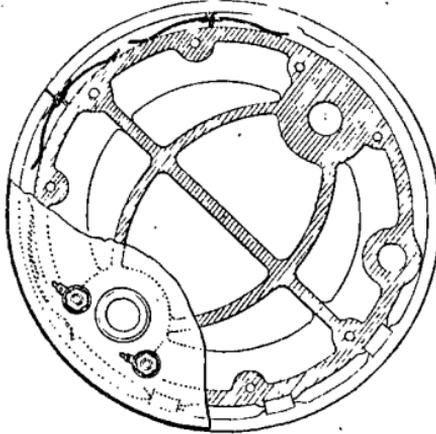
rayonnantes autour d'un noyau central quand

Fig. 14



il n'y a qu'une tige de piston, ou distribuées de

Fig. 15



façon très variable autour de deux noyaux quand

il y a deux tiges. Les *fig. 14* et *15* représentent ces deux genres de pistons.

La carcasse a un diamètre moindre que celui de la chemise, puisque ce n'est pas elle qui assure l'étanchéité. Elle est terminée, sur son pourtour, par un rebord ou *lèvre* destiné à servir de support à la bague. Pour fixer complètement celle-ci, on la maintient du côté opposé à la lèvre par une pièce circulaire appelée *couronne*, boulonnée sur le corps du piston. Les ressorts destinés à augmenter la bande naturelle de la bague sont disposés dans des logements pratiqués entre la bague et la couronne. Les tiges de piston passent dans des trous pratiqués dans des noyaux en fonte réunissant les parois. Elles sont fixées par des écrous vissés sur l'extrémité des tiges.

**39. Dimensions des pistons en fonte. — Formules de la Marine.** — La dimension principale à déterminer dans un piston en fonte est sa hauteur. Cette quantité est souvent déterminée pour les machines marines par la formule

$$(41) \quad h = 0,08D \sqrt[3]{p} + 3^{\text{cm}}.$$

Pour les cylindres d'admission, la valeur de  $p$  est celle de la pression de régime. Pour les cylindres de détente des machines Compound, on fait  $p = 1$ . L'application de la formule précé-

dente conduit, le plus souvent, à des valeurs de  $h$  différentes pour les divers cylindres. Il s'ensuit que, dans la pratique, pour que tous les cylindres aient la même hauteur, on adopte pour hauteur commune des pistons la valeur maxima de  $h$  donnée par la formule (41).

L'épaisseur des parois est, en général, égale à  $\frac{1}{6} h$ .

**40. Formule de Uhland.** — Uhland pose :

$$(42) \quad h = 3,5 + 2,21 \sqrt{D},$$

l'épaisseur de chacune des parois étant

$$(43) \quad h' = 0,5 + 0,265 \sqrt{D}.$$

La formule de Uhland donne des hauteurs et des épaisseurs un peu fortes, mais cela se comprend, car ne contenant pas la valeur de la pression, les coefficients qui y entrent doivent être naturellement assez élevés pour comprendre le plus grand nombre de cas possible.

**41. Formule d'Unwin.** — Dans la détermination des éléments des pistons en fonte, Unwin prend pour unité une quantité qu'il désigne par  $t$  et qui est exprimée par la formule suivante :

$$(44) \quad t = 0,0313D \sqrt{p}$$

$p$  désignant la différence maxima de pression entre les deux faces du piston.

La hauteur  $h$  du piston est égale à  $3,3t$ , ou

$$(45) \quad h = 3,3t = 0,103D \sqrt{p}.$$

L'épaisseur de chaque face

$$(46) \quad \delta = \frac{1}{2} t = 0,0157D \sqrt{p}.$$

L'épaisseur du noyau autour de la tige

$$(47) \quad \varepsilon = 0,8t = 0,025D \sqrt{p}.$$

En supposant le piston muni de deux bagues, on donne à chacune d'elles une hauteur

$$(48) \quad h_1 = t = 0,0313D \sqrt{p}$$

et une épaisseur maxima

$$(49) \quad \delta_1 = 0,36t = 0,0113D \sqrt{p}.$$

Les formules (45),(46),(47),(48),(49), ne s'appliquent qu'aux pistons ne possédant pas de cloisons radiales, c'est-à-dire ayant un diamètre assez faible, pour que ces consolidations ne soient pas nécessaires.

Pour les pistons des machines marines, dont les dimensions considérables exigent l'emploi de cloisons, les valeurs précédentes seraient un peu

fortes, aussi Unwin, tout en conservant l'unité établie par la formule (44) proportionne différemment les diverses parties. Il prend la hauteur du piston

$$(50) \quad h = 2,7t = 0,0845D \sqrt{p}.$$

L'épaisseur de chacune des parois ira en diminuant, depuis le moyeu jusqu'au bord de  $0,4t$  à  $0,3t$ , ou

$$(51) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{depuis } \delta = 0,4t = 0,0125D \sqrt{p} \\ \text{jusqu'à } \delta' = 0,3t = 0,0094D \sqrt{p}. \end{array} \right.$$

L'épaisseur du noyau central autour de la tige sera

$$(52) \quad \varepsilon = 0,55t = 0,0172D \sqrt{p}$$

La hauteur de la bague unique sera

$$(53) \quad h_1 = 1,5t = 0,047D \sqrt{p}$$

et son épaisseur maxima

$$(54) \quad \delta_1 = 0,25t = 0,0078D \sqrt{p}.$$

On donnera au bord de la couronne qui maintient la bague une épaisseur de  $0,7t$ , ou

$$(55) \quad \varepsilon_1 = 0,7t = 0,0219D \sqrt{p}$$

de sorte qu'il reste pour la lèvre une épaisseur

$$(56) \quad h_2 = 0,5t = 0,0156D \sqrt{p}$$

puisque la bague sera comprise entre la lèvre et la couronne, et que la hauteur totale de ces trois organes ne doit pas dépasser la hauteur du piston.

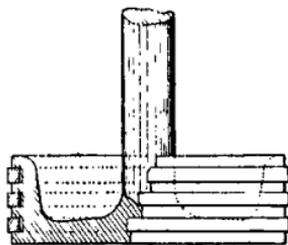
Enfin l'épaisseur  $\delta''$  des cloisons intérieures sera de  $0,3t$  ou

$$(57) \quad \delta'' = 0,3t = 0,0094D \sqrt{p}.$$

Les dimensions des différentes parties du piston sont donc ainsi complètement déterminées.

La formule d'Unwin ne contient pas, comme les formules précédentes, et en particulier, celle de la marine qui est de la même forme, de terme constant. On remarquera que néanmoins les deux formules doivent donner des résultats sensiblement analogues, par suite de l'augmentation du facteur de  $D \sqrt{p}$  dans la formule d'Unwin, 0,0845 au lieu de 0,08.

Fig. 16



**42. Pistons en fer forgé.** — Les pistons en fer forgé sont employés depuis longtemps pour de petites machines à allure rapide. Ces pistons

présentent généralement la forme d'un plateau terminé à sa circonférence par un rebord circu-

laire de hauteur suffisante pour fournir un point d'appui aux bagues, et percé en son centre d'un trou pour le passage de la tige. Ces pistons sont souvent munis de plusieurs bagues en acier; ils portent alors le nom de pistons suédois. Leur forme peut être celle de la *fig.* 16.

D'après Unwin, les proportions à adopter pour ces pistons sont les suivantes :

On prend pour unité

$$(58) \quad t = 0,0192D \sqrt{p}$$

et alors, la hauteur de la partie élargie qui porte la bague et celle du noyau central deviennent

$$(59) \quad h = 5t = 0,096D \sqrt{p}.$$

Cette hauteur est comprise entre celle des petits pistons en fonte, et celle des grands pistons des machines marines.

L'épaisseur de la partie plane du piston va en décroissant du centre à la circonférence de  $1,2t$  à  $t$  ou

$$(60) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{de } \delta = 1,2t = 0,023D \sqrt{p} \\ \text{à } \delta' = t = 0,0192D \sqrt{p}. \end{array} \right.$$

L'épaisseur moyenne du noyau central sera

$$(61) \quad \varepsilon = \delta = 1,2t = 0,023D \sqrt{p}$$

et celle de la partie cylindrique extérieure

$$(62) \quad \varepsilon_1 = 0,7t = 0,0134D \sqrt{p}.$$

Les bagues, souvent au nombre de deux, auront alors chacune une hauteur

$$(63) \quad h_1 = 1,5t = 0,0288D \sqrt{p}.$$

et une épaisseur

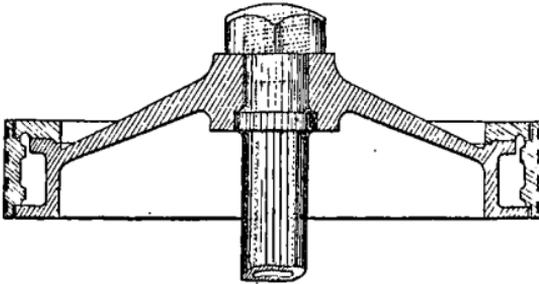
$$(64) \quad \delta_1 = 0,5t = 0,0096D \sqrt{p}.$$

La partie cylindrique extérieure sera creusée d'une rainure formant le logement de la bague, et celle-ci y sera introduite après qu'on l'aura suffisamment élargie pour passer par-dessus le rebord de cette rainure. Son élasticité la ramènera alors à sa dimension première, et elle sera ainsi réunie au piston.

**43. Pistons en acier.** — Pour diminuer le poids des pistons des machines marines à grande vitesse, et amoindrir ainsi les effets de l'inertie sur la tige, on a été amené à faire des pistons en acier moulé. On a pu réaliser ainsi une économie de poids de près du tiers de celui des anciens pistons en fonte. Pour accroître encore la solidité de ces pistons, au lieu de leur donner une forme plane, on les a construits sous la forme conique représentée par la *fig. 17*. On est alors obligé

de construire le fond et le couvercle, de telle sorte que le piston s'y emboîte complètement à bout de course pour diminuer l'espace mort. L'adoption de la forme conique présente encore l'avantage suivant, c'est qu'une fois le fond enlevé, le piston étant placé à bout de course dé-

Fig. 17



borde suffisamment du cylindre, pour qu'on puisse facilement le saisir et le sortir.

Unwin nous donne également les dimensions à adopter pour les pistons de cette espèce.

Il prend comme unité pour les grands pistons

$$(65) \quad t = 0,00566D \sqrt{p}$$

et pour les petits

$$(66) \quad t_1 = 2t = 0,0113D \sqrt{p} .$$

La tangente de l'angle de la génératrice du

cône avec la tige de piston varie de 2 à 1,25. On s'arrange de façon que la hauteur totale des divers pistons soit la même, pour que la hauteur des différents cylindres soit également la même.

La longueur du logement de la tige sera comprise entre 0,06 et 0,12D.

L'épaisseur des parois coniques ira en diminuant du centre à la circonférence de  $1,3t$  à  $t$ , la valeur de  $t$  étant comprise suivant le diamètre entre les valeurs fournies par les formules (65) et (66). La hauteur de la partie cylindrique qui servira de logement à la bague sera proportionnée comme dans le cas des pistons en fer forgé ; la seule différence consistera dans l'emploi d'une couronne pour maintenir la bague.

L'épaisseur du corps du piston ne devra jamais être inférieure à  $1^{\text{cm}},6$ , quels que soient les nombres donnés par les formules précédentes.

**44. Détermination de la charge aux différents points d'un piston plan.** — Nous ne connaissons pas de formules établies spécialement en vue de la détermination de la charge aux différents points d'un piston. Il nous semble cependant possible, en raisonnant par analogie, d'ar-

river à se faire une idée approximative de cette charge. Grashof traite en effet le cas d'une plaque plane encastrée à son pourtour et sur une circonférence intérieure de rayon  $r_0$ . Ce cas est assez semblable à celui d'un piston plein en fer forgé, qui peut être considéré comme effectivement encastré sur le noyau central, et qui se trouve dans les mêmes conditions à sa circonférence, par sa liaison avec la partie cylindrique qui supporte la bague, et qui empêche la variation de la direction de la tangente au premier élément.

Ceci étant admis, Grashof démontre que la charge dans une pièce ainsi disposée varie avec le diamètre de l'encastrement intérieur, et qu'elle est maxima en ce point. Prenons le cas le plus défavorable, admettons que le rapport du rayon d'encastrement au rayon extérieur ne soit que de 0,1, ce qui est une valeur assez faible et souvent dépassée. Dans ces conditions, la charge à l'encastrement sera égale à

$$(67) \quad R = 0,2 \frac{pD^2}{\delta^2}$$

$\delta$  étant l'épaisseur à l'encastrement.

On a d'ailleurs vu plus haut que la valeur de

$\delta$  était donnée, dans le cas d'un piston en fer forgé, par

$$(60) \quad \delta = 0,023D \sqrt{p}.$$

Éliminons  $D$  entre ces deux équations, il vient :

$$(68) \quad R = \frac{0,2}{0,023^2} = 380 \text{ kg par cent. carré environ.}$$

Ce chiffre paraît très raisonnable, et semble prouver que la formule adoptée peut très bien s'appliquer à la détermination de la charge d'un piston en fer forgé.

Pour les pistons en acier de forme conique, la même formule n'est plus applicable, et tout ce que l'on peut dire, c'est que cette forme en s'opposant énergiquement à toute flexion de la fibre moyenne, diminue beaucoup la fatigue de la pièce et permet d'en diminuer l'épaisseur, même en l'absence du surcroît de résistance que fournit le changement de métal.

#### 45. Transformation des formules précédentes dans le cas des pistons en fonte.

— Comme nous ne connaissons pas de formules s'appliquant au cas d'une plaque creuse, qui correspondrait à celui d'un piston en fonte, nous avons cherché à modifier la formule (67) pour nous servir dans ces nouvelles conditions.

Le raisonnement suivant peut, nous le croyons, être fait sans trop d'inexactitude :

Considérons la section du piston par un cylindre du diamètre  $D_0$ , égal au diamètre de l'encastrement des parois sur le noyau central. Supposons d'ailleurs que les nervures rayonnantes ne travaillent en aucune façon à la flexion, mais uniquement au cisaillement, et que les parois seuls supportent tout le moment fléchissant.

Si le piston en fonte était plein au lieu d'être creux, la formule (67) s'appliquerait intégralement, à la condition de remplacer  $\delta$  par la valeur de  $h$  de la formule (50), et l'on aurait pour la charge :

$$(67') \quad R = 0,2 \frac{D^2 p}{h^2}$$

avec

$$(50) \quad h = 0,0845D \sqrt{p}.$$

La hauteur du piston restant égale à  $h$ , si nous l'évidons intérieurement de façon à ne laisser subsister que deux parois d'épaisseur

$$(51) \quad \delta = 0,0125D \sqrt{p}$$

au moyeu, il semble que la charge sur les parties extérieures devra varier en raison inverse

des moments d'inertie de la section considérée d'abord comme pleine, puis ensuite évidée. Le moment d'inertie de la section pleine est proportionnel à  $h^3$ , et sur la même longueur (développement de la circonférence de diamètre  $D_0$ ), le moment d'inertie de la section évidée est proportionnel à  $h^3 - (h - 2\delta)^3$ .

Il s'en suit donc que si  $R_1$  désigne la charge cherchée, on devra avoir

$$(69) \quad \frac{R_1}{R} = \frac{h^3}{h^3 - (h - 2\delta)^3}$$

d'où

$$(70) \quad R_1 = \frac{0,2pD^2}{h^2} \frac{h^3}{h^3 - (h - 2\delta)^3}.$$

Remplaçons  $h$  et  $\delta$  par leurs valeurs tirées des formules (50) et (51) il vient

$$(71) \quad R_1 = \frac{0,2 \times 0,0845}{0,0845^3 - 0,0595^3} = 43 \text{ kg par cm}^2.$$

En adoptant donc nos hypothèses, et en se servant des formules d'Unwin, on trouve pour la charge des pistons en fonte une valeur qui paraît très raisonnable et qui semble s'accorder parfaitement avec la résistance de cette matière pour des pièces soumises à des chocs et à des efforts alternatifs,

La formule (70) permettra d'ailleurs, dans tous les cas, de déterminer la charge sur un piston quelconque. On pourra ainsi modifier facilement les épaisseurs ou la hauteur du piston, si l'on reconnaît que la charge  $y$  est manifestement trop grande et s'écarte trop de celle admise pour des dimensions et des pressions analogues.

La formule montre que pour des pistons déterminés par les formules d'Unwin, la charge par centimètre carré est la même quels que soient leur diamètre et la pression qu'ils supportent.

Les difficultés que nous avons éprouvées précédemment pour la détermination de la valeur de  $p$  à employer suivant les cylindres, ne se produiront pas ici, car il suffira évidemment de prendre l'ordonnée maxima qu'on pourra réaliser dans chaque cas par la construction des diagrammes théoriques convenables.

Il sera bon de tenir compte de la possibilité d'introduction directe de la vapeur dans le premier cylindre de détente, mais il ne faudrait pas cependant exagérer pour cela les dimensions, car cette introduction se fera toujours avec précaution et ne durera que quelques instants.

Il est inutile de faire remarquer que les formules précédentes ne s'appliquent qu'aux pistons à une seule tige et qu'avec deux tiges, il semble

impossible de déterminer la charge de cet organe. On aura évidemment toute la sécurité possible, si dans ce nouveau cas, on prend les mêmes dimensions que dans celui d'une tige unique.

**46. Rôle des cloisons radiales.** — Les cloisons radiales servent à relier les deux faces du piston pour assurer leur solidarité. Comme dans les pièces soumises à la flexion, on pourra donc admettre que ces cloisons supportent tout l'effort de cisaillement, et les calculer en conséquence en supposant que près de leur point d'attache avec le noyau central, la répartition du glissement est uniforme. Les évidements ménagés dans les cloisons devront donc être tels qu'ils n'élèvent pas trop cette charge de cisaillement.

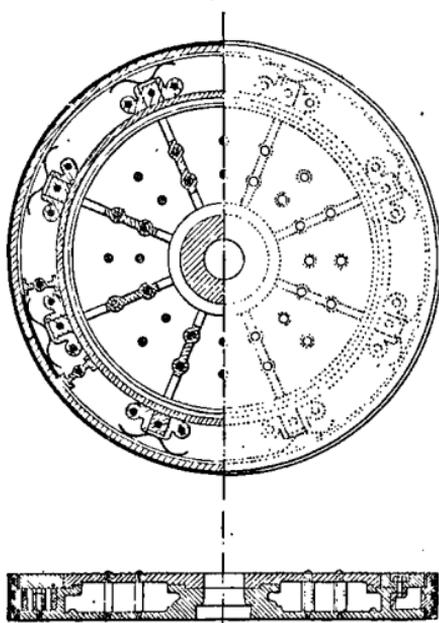
Malgré toutes les précautions prises, on ne pourra pas empêcher qu'à l'attache du noyau central, les cloisons assez minces ne soient réunies à une masse de fonte assez considérable. Il pourra donc en résulter des tensions moléculaires extrêmement préjudiciables. Il sera toujours à craindre que dans ces conditions un choc un peu violent ne détermine une rupture. Aussi ne doit-on pas s'étonner de la faiblesse du nombre trouvé pour la charge du piston aux environs du moyeu.

47. **Remarque sur les pistons en fer et en acier.** — Les pistons creux en fonte ayant une hauteur assez grande doivent arrêter d'une façon à peu près complète le passage de la chaleur d'une de leurs faces sur l'autre. Il ne doit pas en être de même avec les pistons en fer ou en acier, dont les parois assez minces doivent faciliter cet échange.

Nous n'avons pas à traiter ici cette question, mais nous pouvons dire que pour éviter cet inconvénient, qui peut amener

une perte sur le diagramme, et, sans augmenter beaucoup le poids du piston, on peut le constituer de la façon suivante : Au lieu de présenter la forme conique, le corps du piston est plan tout en présentant au centre l'emmanchement de la tige,

Fig. 18



et à la circonférence une partie cylindrique pour maintenir la bague. On ferme alors par une forte tôle d'acier l'espace compris entre le moyeu et le rebord extérieur, de façon à constituer un piston semblable aux pistons en fonte, puis on réunit le corps et la tôle par une série d'entretoises. On obtient ainsi un assemblage très rigide, assez léger, et présentant l'avantage de ne pas se prêter facilement aux échanges de chaleur. La *fig 18* représente cette disposition.

---

## CHAPITRE III

---

### BAGUES DE PISTON — PRESSE-ÉTOUPES

**48. Bagues de piston.** — La bague est une pièce en fonte ou en acier placée autour du corps du piston, qui, en s'appuyant sur les parois du cylindre, doit assurer l'étanchéité complète au passage de la vapeur d'un bord à l'autre du piston. La bague est maintenue entre la lèvre et la couronne. On lui donne quelquefois pour hauteur la hauteur même du piston : c'est la pratique suivie sur un grand nombre de machines françaises. Dans d'autres cas, elle n'a pour hauteur que l'espace compris entre la lèvre et la couronne. La bague est unique ou constituée par deux bagues superposées. Dans les pistons suédois, le nombre des bagues est plus considérable, mais elles ne se touchent pas.

La pression que la bague exerce contre les parois provient soit de son élasticité naturelle, soit de l'action d'une série de ressorts disposés dans des logements spéciaux du corps du cylindre.

La bague doit nécessairement être coupée en un certain point de sa circonférence, puisqu'autrement dès que la moindre usure se manifesterait, elle ne pourrait plus remplir son but.

La coupure ne doit pas être dirigée suivant les génératrices de la surface du cylindre, car celui-ci pourrait se rayer en cet endroit. On doit lui donner une direction oblique sur les génératrices. Comme la vapeur pourrait passer par la coupure d'un bord à l'autre du piston, on ferme en partie celle-ci, au moyen d'un *cache-joint* glissant dans deux entailles pratiquées aux extrémités libres de la bague. Quand il y a deux bagues, on emploie toujours le cache-joint, mais en même temps, on décroise les coupures. Dans les pistons suédois, la multiplicité des bagues est telle, qu'il suffit de décroiser les coupures des différentes bagues pour obtenir une étanchéité absolue.

En France, on admet généralement qu'une pression de 0<sup>kg</sup>,500 par centimètre carré de la surface de portage des bagues est suffisante pour empêcher toute fuite.

En Angleterre, outre la bande naturelle des bagues, on donne aux ressorts une tension telle qu'ils produisent seuls une pression de  $0^{\text{kg}},250$  à  $0^{\text{kg}},350$  par centimètre carré, de la surface frottante.

On cherche à obtenir un frottement plus doux des bagues sur la surface du piston, en les garnissant, extérieurement, d'un métal particulier appelé *antifriction*, coulé sur la bague dans une série de rainures à queue d'aronde creusées suivant deux directions rectangulaires.

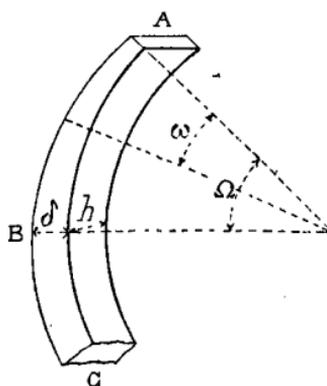
L'inconvénient de l'antifriction, nous l'avons déjà dit, est sa facilité à se décoller de la surface sur laquelle il est appliqué. On cherche, pour les pistons de diamètre moyen, à supprimer complètement l'antifriction en creusant à l'extérieur de la bague une rainure peu profonde en forme de spirale à pas très faible. On espère que l'huile de graissage remplissant cette rainure produira tout son effet en adoucissant beaucoup le frottement. Il est à craindre qu'avec ce système les paillettes métalliques arrachées aux parois obstruent bientôt complètement le canal et empêchent ainsi le graissage.

**49. Théorie de la flexion des bagues d'inégale épaisseur.** — Généralement, dans les machines horizontales, on fait usage de bagues dont

l'épaisseur va en croissant depuis la coupure jusqu'au point diamétralement opposé. La partie la plus épaisse est placée sous le piston. Celui-ci s'appuie sur la bague par l'intermédiaire de deux adents, de sorte que le poids du piston est ainsi supporté par la bague, qu'il tend à faire ouvrir, et à appliquer fortement contre les parois. Un système de coin glissant sur les adents permet de remonter le piston en cas d'usure de la bague.

Dans les machines verticales, on emploie, au contraire, des bagues d'égale épaisseur en tous

Fig 19



leurs points. Dans les deux cas, on donne à la bague une tension supplémentaire au moyen de ressorts.

On peut calculer assez facilement les dimensions d'une bague d'inégale épaisseur, telle qu'elle produira sur les parois du cylindre une pression égale en tous les points.

Soit ABC (fig. 19) un morceau de cette bague pris à partir de la coupure A. Supposons qu'à l'état naturel le contour extérieur de la bague soit cylindrique et de rayon  $r'$ .

Désignons par  $p$ , la pression normale par unité de surface de portage; par  $\delta$ , l'épaisseur et par  $h$ , la hauteur au point considéré B. Soient  $\Omega$  l'angle que fait la section normale au point B avec la section normale au point origine pris à la coupe, et  $\rho$ , le rayon du cylindre sur lequel la bague doit s'appliquer. E désignant le coefficient d'élasticité de la matière, l'équation d'équilibre après déformation est donnée par

$$(72) \quad M = EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right).$$

Le moment M des forces extérieures est égal, puisque par hypothèse  $p$  est constant, à

$$(73) \quad \left\{ \begin{aligned} M &= \int_0^{\Omega} p \cdot \rho \cdot h \cdot d\omega \cdot \rho \cdot \sin(\Omega - \omega) = \\ &= p \cdot \rho^2 \cdot h \cdot (1 - \cos \Omega). \end{aligned} \right.$$

Egalons les deux valeurs de M, il vient

$$(74) \quad p \cdot \rho^2 \cdot h (1 - \cos \Omega) = EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right).$$

Le moment d'inertie I de la section de la bague au point B est d'ailleurs

$$(75) \quad I = \frac{h\delta^3}{12}$$

de sorte qu'on peut écrire

$$(76) \quad \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} = \frac{12 \cdot p \cdot \rho^3 \cdot (1 - \cos \Omega)}{E \delta^3}.$$

Le premier membre de l'équation (76) est constant par hypothèse ; il s'ensuit donc que la valeur du second membre doit rester constante, quel que soit  $\Omega$ , ce qui revient à dire que  $\delta^3$  doit varier proportionnellement à  $(1 - \cos \Omega)$ . Si donc  $\delta_1$  désigne l'épaisseur pour  $\Omega = 180$ , on devra avoir :

$$\frac{\delta^3}{\delta_1^3} = \frac{1 - \cos \Omega}{2} = \sin^2 \frac{\Omega}{2}$$

ou

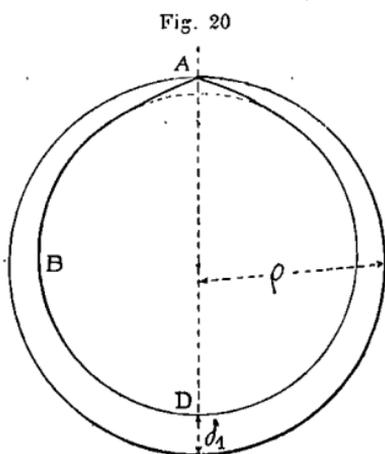
$$(77) \quad \frac{\delta}{\delta_1} = \sqrt[3]{\sin^2 \frac{\Omega}{2}}.$$

La valeur de  $\delta_1$  étant fixée,  $\delta$  se déduit immédiatement de la formule (77) pour les diverses valeurs de  $\Omega$ .

Décrivons alors (*fig. 20*) une circonférence de rayon  $\rho$  et sur les différents rayons déterminés par les valeurs choisies de  $\Omega$ , portons vers le centre les valeurs de  $d$  ainsi trouvées. Nous obtiendrons le contour intérieur de la bague qui réalisera la condition d'exercer sur le cylindre une pression uniforme. Ce contour ABD partira

de la coupure A où la bague aura théoriquement une épaisseur nulle, et viendra aboutir au point D diamétralement opposée, où l'épaisseur sera maximum et égale à  $\delta_1$ .

Pratiquement, il serait impossible d'alésier la bague intérieurement suivant la forme théorique ABD. On cherchera donc la



qui suit le plus exactement ce contour, et c'est suivant cette nouvelle courbe que se fera l'alésage. Puis on pourra ensuite travailler la bague à la lime de façon à se rapprocher autant qu'on le voudra de la forme théorique, qu'on ne devra d'ailleurs pas chercher à réaliser entièrement, à cause de la fragilité que la bague présenterait alors dans les environs de la coupure.

**50. Mode d'exécution des bagues d'inégale épaisseur.** — D'après ce qui précède, il nous semble que la meilleure manière d'exécuter les bagues d'inégale épaisseur est la suivante. On se donnera arbitrairement la pression  $p$  que la

bande naturelle exercera sur les parois du cylindre ainsi que l'épaisseur maxima  $\delta_1$  que présentera la bague ; puis faisant  $\Omega = 180$  et  $\delta = \delta_1$  dans la formule (76), on déterminera la valeur de  $\rho'$ , celle de  $\rho$  n'étant autre que le rayon du cylindre. Tout sera effectivement connu sauf  $\rho'$ . Dans la formule (76) qui deviendra :

$$(78) \quad \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} = \frac{24\eta \cdot \rho^2}{E\delta_1^3}.$$

Cette première détermination faite, on saura, d'après la méthode indiquée au paragraphe précédent, quelle devra être l'épaisseur de la bague en chaque point. On préparera donc, soit une pièce de fonte, soit une pièce forgée, suivant le cas, présentant grossièrement la forme d'une bague de rayon  $\rho'$ . Avant de tourner extérieurement cette bague au rayon  $\rho'$ , il faudra avoir soin de pratiquer la coupure. La longueur de métal à enlever sera facile à obtenir, puisqu'on sait qu'après déformation la bague sera ramenée extérieurement au rayon  $\rho$ . En pratiquant ainsi la coupure avant tout travail de la bague, on évite en grande partie les déformations qui proviennent des tensions intérieures. La coupure étant faite, on tourne alors la bague au rayon extérieur  $\rho'$ , puis on rapproche

les deux extrémités, et on pratique l'alésage intérieur ainsi qu'on l'a indiqué. A ce moment, la bague doit présenter extérieurement une circonférence parfaite de rayon  $\rho$ , de façon qu'une fois introduite dans le cylindre, elle s'y applique parfaitement, et exerce une pression uniforme en tous ses points. La méthode que nous venons d'indiquer n'est pas exempte de critiques, car pour l'alésage intérieur, les extrémités de la coupe ne sont rapprochées l'une de l'autre qu'au moyen d'efforts inégalement répartis sur la circonférence, de telle sorte qu'après l'exécution du travail, on ne se trouvera pas exactement dans les conditions où la bague sera placée après son introduction dans le cylindre. Cependant, on sera suffisamment approché de la forme exacte, pour qu'avec quelques retouches, on obtienne une bague réalisant les conditions recherchées. En particulier, il faudra que la bague étant abandonnée à elle-même reprenne une forme cylindrique de rayon  $\rho'$ , et que l'épaisseur en chaque point soit bien celle qu'on a calculée.

Le seul point douteux que présente cette question est celui de la valeur à attribuer au coefficient d'élasticité  $E$  suivant le métal employé. Nous verrons plus loin comment il peut être possible de faire disparaître cette incertitude.

**51. Règle d'Unwin pour les bagues en fonte.** — D'après Unwin, il conviendrait de fixer comme suit les éléments de cette question. On prendrait :

$$(79) \quad \begin{cases} \rho' = 1,1. \rho \\ \delta_1 = 0,06. \rho \end{cases}$$

Dans ces conditions, en admettant que le coefficient d'élasticité de la fonte soit

$$E = 950\ 000 ;$$

la valeur de la pression exercée par la bague par centimètre carré serait :

$$(80) \quad \begin{cases} p = \frac{950\ 000 \times \overline{0,06}^3}{24} \left(1 - \frac{1}{1,1}\right) = \\ = 0^{\text{kg}},777 \text{ par centimètre carré.} \end{cases}$$

Si le coefficient d'élasticité adopté pour la fonte est exact, cette valeur nous semble un peu forte, puisque des expériences faites par Ramsbottom, et citées par le même auteur semblent indiquer qu'une pression uniforme de  $0^{\text{kg}},250$  par centimètre carré sur la surface de la bague est suffisante pour assurer l'étanchéité à la vapeur sous une différence de pression sur les deux faces de 7 kilogrammes par centimètre carré.

Si nous voulions, en adoptant la règle d'Unwin

pour le rapport  $\frac{\rho'}{\rho}$ , réaliser la pression de 0<sup>kg</sup>,500 par centimètre carré, admise par les ingénieurs français, l'épaisseur  $\delta_1$  de la bague devrait être réduite à :

$$1) \delta_1 = \rho \sqrt[3]{\frac{24 \times 0,50}{950\,000 \times \left(1 - \frac{1}{1,1}\right)}} = 0,052 \rho \text{ environ.}$$

Les valeurs de  $\delta$  et de  $\frac{\rho'}{\rho}$  indiquées par Unwin, et même la dernière valeur trouvée pour  $\delta_1$ , sont plus grandes que celles admises dans la pratique au moins pour les machines marines françaises. Il est en effet peut-être préférable de régler la pression des bagues par la tension de ressorts convenables, plutôt que de compter sur l'élasticité propre de la bague qui peut s'altérer profondément à l'usage. Quand les ressorts sont fatigués, il suffit de les changer. La valeur du rapport  $\frac{\rho'}{\rho}$  n'atteint pas, en général, 1,02 et la valeur de  $\delta_1$  n'est pas supérieure aux 0,025  $\rho$ , dans les machines françaises.

D'un autre côté, la diminution d'épaisseur depuis le fort jusqu'à la coupure est un peu moins accentuée que ne l'indique la règle précédente.

Il en résulte que la pression par centimètre carré ne sera plus uniforme, et qu'il sera im-

possible de déterminer sa valeur exacte en chaque point. Les applications numériques que nous avons faites plus haut, ne seront exactes qu'autant que le coefficient d'élasticité sera lui-même exactement mesuré ; or, ce coefficient varie, surtout pour la fonte, dans des limites très étendues. C'est donc par l'étude de ce coefficient que doit débiter toute recherche sur les bagues.

Quelle que soit la bonté des formules dont on se servira pour déterminer la forme des bagues, et quels que soient les procédés d'exécution que l'on mettra en œuvre pour les construire, il est bien entendu, qu'on devra toujours faire un essai d'étanchéité des garnitures qui permettra de reconnaître les fuites et d'y remédier par le serrage des ressorts.

**52. — Détermination du coefficient d'élasticité à employer pour le calcul des bagues.** — Si nous adoptons les conséquences de la théorie précédente, la plus grande importance s'attache à la détermination du coefficient d'élasticité de la matière qui servira à la confection des bagues, puisque de la valeur de ce coefficient dépendra l'épaisseur de ces organes, le nombre et la tension des ressorts destinés à leur donner une bande supplémentaire. Pour résoudre cette question, il n'existe pas d'autres

procédés que de recourir à l'expérience, de soumettre une série de bagues analogues à celles qu'on veut employer à des efforts bien déterminés, de mesurer avec précision les déformations qu'elles subissent, et de déduire au moyen d'une formule appropriée au genre d'efforts supportés, la valeur du coefficient cherché.

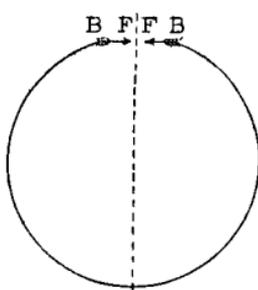
On reconnaît tout de suite qu'il est impossible de songer à soumettre la bague à une charge uniformément répartie sur tout

son pourtour, mais on peut, ainsi qu'on l'a fait à Indret, appliquer des charges  $FF$  (*fig. 21*) de chaque côté de la coupure, et mesurer le rapprochement des points A et B sous l'action de ces forces. Cherchons donc à

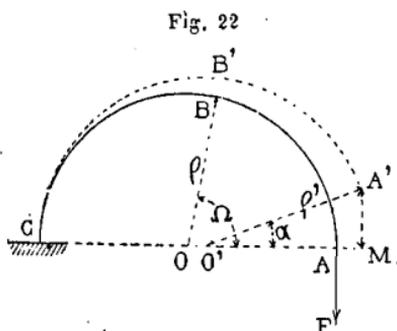
établir la formule des déformations dans ce nouveau cas, en nous imposant autant que possible les mêmes conditions qu'au § 49. Supposons qu'à l'état naturel le contour de la bague soit cylindrique et de rayon  $\rho'$  et qu'après la déformation, le contour soit encore cylindrique, mais de rayon  $\rho$ .

Nous n'aurons évidemment qu'à considérer une demicir-conférence de la bague seulement,

Fig. 21



en la supposant encastrée en C point diamétralement opposé à la coupure, et soumise en A à la



force F. Soient donc (fig. 22) CB'A' la forme naturelle et CBA la forme après application de la force F.

Mesurons aussi exactement que possible la distance A'M qui est égale, à une quantité très petite près, à la longueur de l'arc ayant pour angle au centre A'O'M.

Employant les mêmes notations que précédemment, nous pourrions écrire

$$(82) \quad F \cdot \rho \cdot (1 - \cos \Omega) = E \cdot I \cdot \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right).$$

Cette équation nous montre immédiatement que I doit varier proportionnellement à  $(1 - \cos \Omega)$ , de sorte que si l'on désigne par  $I_1$  le moment d'inertie de la section d'encastrement, on aura :

$$(83) \quad \frac{I}{I_1} = \frac{1 - \cos \Omega}{2} = \sin^2 \frac{\Omega}{2}.$$

Cette formule n'est autre que celle déjà trouvée

(77) mise sous une autre forme. Remarquons en effet que

$$I = \frac{h\delta^3}{12} \quad \text{et} \quad I_1 = \frac{h\delta_1^3}{12}$$

et il vient :

$$(77) \quad \frac{\delta}{\delta_1} = \sqrt[3]{\sin^2 \frac{\Omega}{2}}.$$

Si les valeurs maxima de  $\delta$  sont les mêmes, la forme de la bague sera donc la même, qu'elle soit pressée en chaque point, ou qu'elle supporte des charges à ses extrémités. Cela ne veut pas dire d'ailleurs que le rapport de  $\rho$  à  $\rho'$  sera le même dans ces deux cas. L'application de la formule précédente conduit, comme nous le savons, à une section nulle à l'endroit de la coupure. Or, ce fait qui n'avait pas d'importance théorique, au moins, dans le cas d'une pression uniformément répartie, nous met ici, au contraire, en présence d'une impossibilité théorique. On ne peut, en effet, appliquer une force finie  $F$  sur une section nulle. La cause de ce fait provient de ce que nous n'aurions pas dû déterminer la section de la bague uniquement par la condition de résistance au moment fléchissant, mais en tenant compte des efforts de traction et de cisaillement qui se produisent dans chaque section.

Nous allons chercher quelle modification nous

devons apporter à la forme de la bague pour pouvoir employer sans trop d'inexactitude la formule (82) à la détermination de la valeur de  $\rho$  en fonction de  $\rho'$ . En supposant pour un instant que la bague conserve la forme théorique donnée par la formule (83), cherchons quel allongement éprouve la fibre moyenne sous l'action de la force  $F$ . Désignons par  $S$ , la section au point déterminé par l'angle  $\Omega$ . L'allongement  $dl$  de l'élément  $\rho d\Omega$  en ce point est donné par

$$(84) \quad \frac{dl}{\rho \cdot d\Omega} = \frac{F \cdot \cos \Omega}{S \cdot E}.$$

L'allongement total de la fibre neutre est donc

$$(85) \quad l = \frac{F \cdot \rho}{E} \int_0^\pi \frac{\cos \Omega \cdot d\Omega}{S}.$$

Or

$$S = h\delta = h\delta_1 \sqrt[3]{\sin^2 \frac{\Omega}{2}}$$

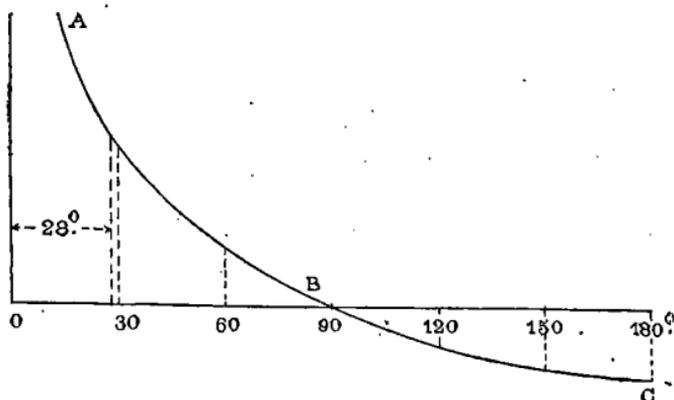
d'où

$$(86) \quad l = \frac{E \cdot h \cdot \delta_1}{F \cdot \rho} \int_0^\pi \frac{\cos \cdot \Omega \cdot d \cdot \Omega}{\sin^{\frac{2}{3}} \frac{\Omega}{2}}.$$

Cette intégrale a une valeur infinie, ce qui tient à ce que nous avons pris pour valeur de  $\delta$

la valeur théorique de l'équation (77). Mais comme, en réalité, dans l'expérience de traction, la bague n'a pas une section nulle à la coupure, l'intégrale précédente ne représente pas ce qui se passe dans cette expérience. Remarquons alors que la quantité placée sous le signe  $\int$  est tantôt positive, tantôt négative ; il en résulte que

Fig. 23



si l'on ne considère qu'une certaine longueur de la bague, on pourra trouver un point pour lequel la contraction compensera l'allongement, et où, par conséquent, l'influence de la force  $F$  au point de vue du déplacement de l'extrémité libre de la bague sera nulle.

Pour déterminer ce point, portons aux points d'abscisses  $\Omega$  les valeurs de la quantité sous lo

signe  $\int$  ; soit (*fig.* 23) ABC, la courbe ainsi obtenue. L'aire comprise entre ABC et l'axe des  $\Omega$  donne à chaque instant la valeur de l'intégrale. On reconnaît que, pour que cette aire soit nulle, il ne faut employer cette courbe qu'à partir de  $-28^\circ$  environ. Les allongements et les contractions de la bague, dans l'espace compris depuis  $28^\circ$  jusqu'à l'encastrement ou  $180^\circ$ , se compensent donc, et n'influent pas sur le déplacement de l'extrémité libre.

Si donc, on suppose qu'à partir de  $28^\circ$  jusqu'à la coupure, la bague conserve la même épaisseur, on pourra admettre, à cause de la faiblesse de F relativement à la section, que l'allongement de cette partie est absolument insignifiant relativement au déplacement de l'extrémité libre dû à la flexion.

On peut donc conclure de ce qui précède que le déplacement de l'extrémité libre de la bague ne sera pas modifié par l'allongement de la fibre moyenne sous l'influence de la force F, ce qui peut s'énoncer sous cette forme plus simple : *La variation de longueur de la fibre moyenne de la bague sera nulle sous l'action de la force F.*

Ce point étant établi, il est facile de calculer le déplacement de l'extrémité libre de la bague.

Il nous suffira en effet de traduire par une équation l'énoncé précédent. Désignons par  $\alpha$  (*fig. 22*) l'angle  $\Lambda'O'M$  que fait l'extrémité de la coupure avant toute déformation avec la direction du diamètre de l'encastrement. On aura :

$$(87) \quad \pi \cdot \rho' - \rho' \cdot \alpha = \pi \cdot \rho.$$

$\rho' \alpha$  n'est autre que la quantité cherchée que nous désignerons par  $f$ ; on pourra donc écrire :

$$(88) \quad f = \pi (\rho' - \rho).$$

Mais en faisant  $\Omega = 180$  et  $I = I_1$  dans la formule (82) on a :

$$(89) \quad \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} = \frac{2 \cdot F \cdot \rho}{E I_1}.$$

Donc

$$(90) \quad f = \frac{F \cdot \rho \cdot 2}{2 \cdot E \cdot I_1} (\pi \rho + f)$$

et comme le déplacement  $f$  est en général très petit et négligeable devant  $\pi \rho$ , il vient :

$$(91) \quad f = \frac{\pi \cdot F \cdot \rho^3}{2 \cdot E \cdot I_1}.$$

La formule (91) à laquelle nous arrivons est donc très simple, et peut facilement servir à la détermination de  $E$ , on en tire :

$$(92) \quad E = \frac{\pi \cdot F \cdot \rho^3}{2 \cdot f \cdot I_1}.$$

**53. Vérification expérimentale des formules précédentes.** — Nous ne pouvons malheureusement appuyer les idées théoriques que nous venons d'énoncer que de deux expériences faites sur des bagues d'assez petit diamètre, et pour lesquelles nous ne savons d'ailleurs pas si la forme théorique avait été respectée. Ces expériences sont indiquées ci-dessous :

Nature du métal	Valeur de $\rho$	$\pi\rho$	F	$f$	I	Valeur calculée de E
Fonte	13,5	42,4	54 <sup>kg</sup>	0,225	1,944	480 000
Fonte	13,0	40,8	204 <sup>kg</sup>	0,585	2,430	500 000

Comme le montrent les deux résultats précédents, la valeur calculée du coefficient d'élasticité de la fonte par la formule (92) s'écarte certainement beaucoup de celui que nous avons pris plus haut soit 950 000 ; mais il faut remarquer que la fonte présente, suivant la manière dont elle a été préparée, des qualités toutes différentes, et qu'il n'est pas rare de trouver des variations du simple au double de ce coefficient. Nous pouvons donc supposer que dans les deux cas cités, la fonte aurait pu présenter à la trac-

tion ces mêmes valeurs du coefficient d'élasticité. Malheureusement ce moyen de contrôle nous manque.

*Pour élucider complètement cette question, il faudrait entreprendre une série d'essais méthodiques de flexion de bagues, en opérant sur des diamètres variables, et en adoptant la forme que nous avons indiquée. On tirerait, dans chaque cas, la valeur de E de la formule simplifiée (92) ou de la formule complète (90), qui n'est pas plus difficile à appliquer et qui donne*

$$(93) \quad E = \frac{F \cdot \rho^2 \cdot (\pi \rho + f)}{2l_1 f} .$$

On aurait soin, et cette partie de l'expérience serait la plus importante, de déterminer exactement dans chaque cas, par des essais directs de traction effectués sur des barrettes prises sur les différentes bagues, la valeur du coefficient d'élasticité à la traction.

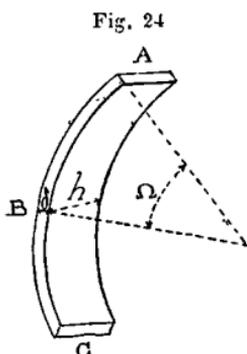
La comparaison des deux sortes de valeurs ainsi trouvées permettrait d'obtenir des données sûres pour le calcul des dimensions des bagues et de la pression qu'elles exercent sur les parois des cylindres.

Si l'on reconnaissait, en effet, un accord satisfaisant entre les résultats des formules (92)

ou (93) et ceux des expériences de traction, on pourrait sans crainte faire usage des formules établies aux §§ 49 et suivants pour obtenir la pression  $p$  exercée par une bague de dimensions données.

Dans le cas contraire, il serait peut-être possible de tirer des expériences faites, la relation existant entre les deux valeurs des coefficients d'élasticité, et de s'en servir utilement pour la construction des bagues.

**54. Théorie des bagues d'épaisseur uniforme.** — Dans les machines verticales, l'usure



des bagues étant sensiblement la même en tous les points, on a été amené à leur donner une épaisseur uniforme, et il est utile de chercher quelle forme les bagues doivent avoir avant leur introduction dans le cylindre, pour qu'après leur mise en place, elles s'ap-

pliquent exactement contre les parois, et exercent en outre une pression uniforme en tous leurs points de contact.

Soit donc (*fig. 24*) ABC, une portion de la bague d'égal épaisseur. Désignons comme pré-

cédemment par  $\delta$ , l'épaisseur ici uniforme de la bague et par  $h$ , sa hauteur ; par  $\rho'$ , le rayon de courbure à l'état naturel au point B déterminé par l'angle  $\Omega$  de la normale en B après déformation avec la normale à la coupure ; par  $\rho$ , le rayon de courbure au même point après déformation ; par  $p$ , la pression uniforme que la bague doit alors exercer par unité de surface.

On aura, comme au § 49 :

$$EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right) = p\rho^2 h (1 - \cos \Omega)$$

avec cette différence qu'ici I est constant et égal en tous les points à

$$I = \frac{h\delta^3}{12}$$

ce qui fournit :

$$(95) \quad \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} = \frac{12\rho^2 (1 - \cos \Omega)}{E\delta^3},$$

La formule (95) nous montre que, toutes les autres quantités étant constantes, c'est  $\rho'$  qui variera quand on changera la valeur de  $\Omega$ . Il sera donc possible de tracer par portion la courbe qu'affectera la bague avant sa déformation. Il suffira de calculer de proche en proche la valeur de  $\rho'$ , pour des valeurs de  $\Omega$  allant en

croissant depuis 0 jusqu'à 180, puis, avec les valeurs ainsi trouvées, de tracer des arcs allant en se raccordant. On voit immédiatement, à l'inspection de la formule, que  $\rho'$  ira en augmentant depuis la coupure où sa valeur sera égale à  $\rho$ , jusqu'au point diamétralement opposé.

La confection d'une bague déterminée suivant la méthode précédente sera assez difficile. On ne pourra guère l'exécuter que par forgeage, ou encore en faisant passer une barre plane entre les cylindres d'une machine à cintrer, à la condition de faire varier d'une façon continue la distance de ceux-ci, pour produire la variation du rayon de courbure exigée par l'équation précédente.

Si l'on prend pour  $\delta$  la valeur

$$(96) \quad \delta = 0,04.\rho$$

chiffre qui se rencontre assez fréquemment pour les cylindres d'un diamètre assez considérable, et qu'on veuille obtenir une pression de 0<sup>ks</sup>,500 par centimètre carré, les valeurs de  $\rho'$  seront les suivantes :

$$\text{pour } \Omega = 0 \quad \rho' = \rho$$

$$\text{pour } \Omega = \frac{\pi}{2} \quad \rho' = 1,047\rho$$

$$\text{pour } \Omega = \pi \quad \rho' = 1,15\rho$$

**55. Vérification approximative des formules relatives aux bagues d'égal épaisseur.** — Cette vérification peut se faire en déterminant le coefficient d'élasticité des bagues soumises à des efforts bien définis. Supposons comme pour les bagues d'épaisseur inégale, qu'on soumette les deux bords de la coupure à des forces  $F$  directement opposées. Les bords de cette coupure vont se rapprocher, et si nous admettons qu'après la déformation, la bague présentera la forme circulaire, on pourra écrire pour un point déterminé par l'angle :

$$(97) \quad F\rho (1 - \cos \Omega) = EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right).$$

On voit que, pour que l'hypothèse précédente fût absolument réalisée, il faudrait que  $\left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right)$  variât comme  $(1 - \cos \Omega)$ . Or, cette condition n'est pas en général remplie, si l'on ne fait pas d'expériences spéciales. On ne connaîtra donc que le rayon moyen de la bague avant la déformation, et non pas son rayon en un point bien déterminé.

Nous serons donc obligé de nous contenter de ce rayon moyen, qui nous sera seul donné dans les expériences faites à ce sujet ; mais, pour l'appliquer, autant que possible, au point de la section

pour lequel il convient le mieux, nous ferons dans la formule (97)  $\Omega = 90$ , de sorte que la valeur de E sera donnée par la nouvelle équation :

$$(98) \quad E = \frac{F\rho}{I \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right)}$$

Comme nous ne possédons que des expériences faites sur des bagues en acier antifrictionnées, l'application de la formule (98) ne nous donne que la valeur moyenne du coefficient d'élasticité de la bague que nous désignerons par E'. Les valeurs de E' sont consignées dans le tableau suivant :

Nature du métal	Valeurs de $\rho$	F	I	Valeurs calculées du coefficient E'	Valeurs de h	Valeurs de $\rho'$ pour $\Omega = 90$	Valeurs calculées de p
Acier antifrictionné	62,25	27	13,5	1 275 500	6	62,63	0,072
"	31,75	97	13,5	1 157 000	6	31,95	0,510
"	10,00	34	1,13	456 500	4	10,065	0,850
"	9,50	204	1,944	1 067 500	4	9,585	5,370
"	11,00	64	1,13	930 000	4	11,0875	1,454
"	20,00	29	1,944	1 090 000	4	20,11	0,362
"	15,00	38,27	1,228	1 075 000	6,6	15,10	0,393

Les nombres trouvés par E' ne sont guère que la moitié du coefficient d'élasticité de l'acier à

la traction. Mais ceci ne doit pas nous étonner, puisqu'au lieu d'être faites sur des bagues homogènes dans toute leur épaisseur, les expériences ont porté sur des bagues antifrictionnées. Si nous avons connu l'épaisseur de la couche d'antifriction, nous aurions pu en faire complètement abstraction et n'en pas tenir compte dans le calcul de  $I$ , ce qui aurait remonté la valeur de  $E$ . Ou encore, pour opérer plus exactement, nous aurions dû recourir à la théorie de la flexion des solides composés, et en affectant l'antifriction d'un certain coefficient d'élasticité, nous aurions pu arriver à déterminer la valeur réelle du coefficient d'élasticité de l'acier qui constitue la bague.

L'épaisseur plus ou moins grande de la couche d'antifriction explique parfaitement les anomalies du tableau précédent. Si l'on néglige complètement la couche d'antifriction, il est possible de déterminer quelle doit être son épaisseur, pour que la valeur du moment d'inertie soit moitié de celle que nous avons employée plus haut en tenant compte de toute la section. Si  $b$ , est l'épaisseur totale et  $b_1$ , l'épaisseur réduite, on devra avoir

$$2b_1^3 = b^3$$

d'où

$$\frac{b_1}{b} = \frac{1}{\sqrt[3]{2}}$$

ou encore

$$(99) \quad \frac{b - b_1}{b} = \frac{\sqrt[3]{2} - 1}{\sqrt[3]{2}} = \frac{1,26 - 1}{1,26} = \frac{1}{5}.$$

On trouve ainsi qu'en supposant l'antifriction sans aucune influence sur la résistance de la bague, il suffit de lui donner une épaisseur égale à  $\frac{1}{5}$  de l'épaisseur totale, pour faire remonter les chiffres du tableau précédent et les ramener à la valeur du coefficient d'élasticité de l'acier. Or, comme cette hypothèse n'est pas vraie, et que l'antifriction oppose une certaine résistance à la flexion, il s'ensuit que son épaisseur pourrait être plus grande encore que celle trouvée, tout en permettant d'arriver à la valeur exacte du coefficient d'élasticité de l'acier, si l'on traitait le problème exactement.

**56. Calcul exact du coefficient d'élasticité de l'acier d'une bague non homogène mais d'égale épaisseur.** — Nous savons que pour étudier facilement la charge d'une pièce droite non homogène soumise à une force normale, on suppose que chaque point de la section considérée possède une densité égale au coefficient d'élasticité de la matière au point

considéré, ce qui fournit une première équation

$$(100) \quad \Sigma E e d\omega = 0$$

dans laquelle  $e$  représente la distance de la fibre choisie de surface  $d\omega$  à la ligne déterminée par l'équation précédente. Cette ligne est le lieu des centres de gravité fictifs des sections dans l'hypothèse faite plus haut.

Si nous prenons l'équation des moments autour d'un axe passant par le point de rencontre de cette ligne avec la section, il vient :

$$(101) \quad \frac{1}{\rho} \Sigma E e^2 d\omega = M$$

ou, en désignant par  $I'$  le moment d'inertie fictif par rapport à cette ligne,

$$(102) \quad \frac{I'}{\rho} = M.$$

Appliquons les mêmes remarques au cas d'une pièce courbe. Posons

$$\Sigma E e d\omega = 0,$$

en supposant les fibres affectées d'une densité  $E$ . Puis prenons l'équation des moments dans le cas de la pièce courbe. Cette équation sera :

$$(103) \quad \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right) \Sigma E e^2 d\omega = M$$

ou

$$(104) \quad I' \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right) = M'$$

Comparons l'équation (104) avec l'équation ordinaire employée pour les pièces homogènes, en ayant soin seulement de désigner par  $E'$  le coefficient d'élasticité qui sera alors le coefficient moyen applicable à la pièce non homogène, et nous aurons :

$$(105) \quad EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right) = I' \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right)$$

d'où

$$(106) \quad E' = \frac{I'}{I}$$

Les valeurs de  $E'$  peuvent être facilement calculées ainsi que nous l'avons fait au paragraphe précédent;  $I$ , est le moment d'inertie ordinaire par rapport au centre de gravité de la section sans tenir compte des différences de résistance dues à la non-homogénéité;  $I'$ , au contraire, est le moment d'inertie fictif. On pourra le calculer facilement en prenant, pour une première approximation, les coefficients d'élasticité à la flexion des métaux qui composent la bague égaux à ceux qu'on aura déterminés pour la traction. Il suffira alors de vérifier si le produit  $E'I$  est égal à  $I'$ . Si ce fait se produit, c'est que les valeurs des coefficients de flexion sont les mêmes que ceux de traction. Dans le cas contraire, il serait facile de trouver dans quelle proportion il fau-

drait faire varier les coefficients des deux métaux employés pour réaliser la condition :

$$EI = I'.$$

En faisant ainsi une série d'expériences sur des bagues de diamètres différents, avec des épaisseurs différentes d'antifricction, on trouverait vraisemblablement la loi qui régit ces phénomènes. Il faut remarquer qu'il y aurait lieu de tenir compte de la forme primitive de la bague et qu'autant que possible, elle devrait être déterminée par les considérations développées plus haut. De plus, on ne manquerait pas, comme dans le cas des bagues d'inégale épaisseur, de faire des expériences directes de traction avec le métal même des bagues employées.

Il n'est pas besoin d'insister sur ce fait que les expériences à faire serviraient surtout à montrer si la théorie que nous indiquons est exacte, et si on peut l'appliquer sans crainte.

Cette démonstration faite, il serait facile de voir que la charge  $p$  par unité de surface qu'exercera la bague sur les parois du cylindre sera donnée en égalant les valeurs de  $EI \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho'} \right)$  des équations (94) et (97), ce qui donnera

$$(107) \quad p = \frac{F}{\rho h}.$$

Le tableau du paragraphe précédent contient ces valeurs à titre de simple indication. Quelques-unes d'entre elles sont manifestement trop fortes, et conduiraient à un frottement exagéré, mais il nous est impossible, en l'absence de renseignements précis sur la manière dont les expériences ont été faites, d'entrer dans une discussion approfondie à ce sujet.

**57. Presse-étoupes.** — Les presse-étoupes sont destinés à assurer une étanchéité com-

Fig. 25

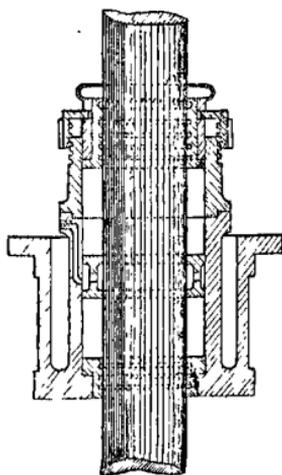
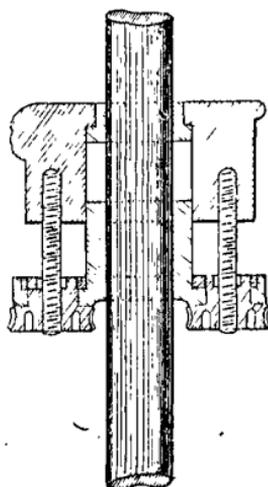


Fig. 26



plète au passage de la vapeur, à l'entrée des tiges de pistons ou de tiroirs, à travers les couvercles ou les cloisons. Un presse-étoupes comprend (*fig. 25 et 26*) une pièce cylindrique fixée au

couvercle et portant le nom de *boîte*. Cette pièce contient le *grain* du presse-étoupes destiné à empêcher les garnitures d'être refoulées à l'intérieur du cylindre ou de la boîte à tiroir sous la pression du *chapeau* et le frottement de la tige. Souvent la boîte est en fonte, tandis que le grain et le chapeau sont en bronze. Les garnitures se font en tresses de coton ou de chanvre imbibées de suif, ou imprégnées de poudre d'amiante, ou de talc comme les garnitures Miller.

Le chapeau porte des brides assez larges maintenues par des boulons dont l'écrou présente le plus souvent la forme d'un petit pignon qui peut ainsi être mis en marche par une tige débordant à un endroit commode de la machine, ce qui permet un réglage facile pendant la marche (*fig.* 26). Dans d'autres cas (*fig.* 25), le chapeau se visse tout entier dans la boîte en appuyant par un rebord spécial sur le grain extérieur. Il est alors muni d'une couronne d'engrenages attaqués par une vis sans fin.

On donne généralement à la boîte des presse-étoupes une hauteur égale à une fois et demie ou deux fois le diamètre de la tige. Quant à la largeur de l'espace réservé aux tresses, elle peut avoir environ les 0,15 de la hauteur. Il est d'usage

de placer au milieu des garnitures une bague creuse (*fig. 25*) entourant la tige de piston, et disposé de manière à pouvoir y laisser arriver la vapeur fournie par un tuyau spécial. Cette disposition empêche les rentrées d'air quand les garnitures ne sont pas assez serrées.

Uhland indique comme une bonne proportion à prendre pour la hauteur des garnitures, non compris l'espace réservé à la bague, une valeur donnée par la formule :

$$(108) \quad h = \text{de } 1,10 \text{ à } 1,20 (d + 7,5).$$

---

## CHAPITRE IV

---

### TIGES DE PISTONS ET DE TIROIRS TRAVERSES. GLISSIÈRES

**58. Tiges de pistons.** — La tige est la pièce cylindrique qui transmet l'effort exercé par la vapeur sur le corps du piston à la bielle et à la manivelle. Elle est donc alternativement soumise à des efforts de traction et de compression. On sait que, dans ces conditions, la charge de rupture des métaux, comme le fer et l'acier, s'abaisse considérablement et se trouve réduite au tiers de sa valeur statique.

Cette simple considération nous fait voir, que, indépendamment de toute autre raison, la charge de sécurité admissible pour un organe

de cette nature, ne devra être que le tiers environ de celle qu'on pourrait adopter pour un simple effort de traction ou de compression.

De plus, les tiges ont ordinairement une grande longueur relativement à leur diamètre, surtout dans les machines à bielles renversées, et souvent on les munit d'un bras destiné à la conduite, soit de la pompe à air, soit de la pompe alimentaire. Elles sont donc sujettes à être soumises à des efforts de flexion.

Enfin elles peuvent être appelées à supporter des chocs violents dans le cas d'un entrainement d'eau. Ces diverses raisons expliquent pourquoi la charge de sécurité adoptée pour les tiges sera nécessairement beaucoup plus faible que celle qui sera acceptable pour une pièce fixe.

**59. Formules théoriques de calcul des tiges. — Tiges courtes.** — Si les tiges sont assez courtes pour qu'on n'ait à craindre aucun effort de flexion, on peut les considérer comme des solides soumis à un simple effort de traction ou de compression. En conservant donc les notations déjà employées pour le piston, et en désignant en outre par  $d$ , le diamètre d'une tige supposée pleine; par  $n$ , le nombre de tiges et par

R, la charge qu'elles supportent par unité de surface, on pourra écrire :

$$n\pi \frac{d^2}{4} R = \pi \frac{D^2}{4} p$$

d'où

$$(109) \quad d = D \sqrt{\frac{p}{nR}}$$

Pour des tiges creuses, si  $d'$ , désigne leur diamètre intérieur, on aura

$$(110) \quad \frac{d^3 - d'^3}{D^2} = \frac{p}{nR}$$

**60. Tiges longues.** — Pour des tiges très longues relativement à leur diamètre, même ne portant pas de bras, il semble au premier examen que l'emploi des formules des pièces chargées de bout est nécessaire. Voyons à quels résultats ces nouvelles formules peuvent nous conduire.

Remarquons d'abord qu'une tige peut être considérée comme encastrée à ses deux extrémités, car outre son mode de tenue dans le corps du piston, elle passe encore dans un presse-étoupes et se trouve solidement fixée à l'autre extrémité à la traverse.

Dans ces conditions, la théorie des pièces chargées de bout nous apprend que la force to-

tales  $F$  qui tend à produire la flexion d'une tige de longueur  $L$  et de moment d'inertie  $I$  est donnée par

$$(111) \quad E = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$$

$E$  désignant le coefficient d'élasticité de la matière. Pour une tige cylindrique, on peut facilement transformer la formule (111) de manière à mettre en évidence, d'une part, la charge de compression  $\frac{F}{S}$ ,  $S$  étant la section de la tige, et d'autre part, le rapport  $\frac{L}{d}$ . On a, en effet

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et} \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

d'où

$$(112) \quad \frac{F}{S} = R_1 = \frac{\pi^2 E}{4 \left(\frac{L}{d}\right)^2}$$

Il ne faut pas perdre de vue que la formule (112) est uniquement basée sur des considérations théoriques, et que la valeur de  $R_1$  déterminée par son emploi, devient, pour  $\frac{L}{d}$  suffisamment faible, supérieure à la charge de rupture à la compression du métal employé.

A ce moment, cette formule n'a plus de signi-

fication. Au seul point de vue de la résistance des matériaux, elle est déjà inadmissible quand elle fournit pour  $R_1$  des valeurs supérieures à la limite d'élasticité du métal. Déterminons, par exemple, la limite du rapport  $\frac{L}{d}$  au-delà de laquelle il faut se placer, pour que la formule (112) fournisse des valeurs de  $R_1$  inférieures à 2500 kilogrammes par centimètre carré, charge qui commence à altérer l'élasticité de l'acier très doux.

Nous obtiendrons

$$(113) \quad \frac{L}{d} = \pi \sqrt{\frac{E}{4R_1}} = \pi \sqrt{\frac{2\,000\,000}{4 \times 2\,500}} = 44,4.$$

Il faut donc que  $\frac{L}{d}$  soit  $\geq 44,4$  pour que  $R_1$  soit  $\leq 2\,500$ . Ce rapport de 44,4 est rarement atteint par les tiges de pistons. On peut donc dire qu'en réalité, la formule (112) ne peut s'appliquer au calcul de ces organes que par l'adjonction de coefficients empiriques suffisamment grands pour ramener les charges dans des limites acceptables. La détermination de ces coefficients de sécurité sera plus difficile à établir ici que dans le cas des formules simples du paragraphe précédent, puisque nous devons combiner deux coefficients, l'un tenant compte de l'imper-

fection de la formule théorique (111), l'autre restant le coefficient ordinaire de réduction des charges relativement à la limite d'élasticité du métal employé. Malgré la double indétermination qui se présente dans ce cas, et la complication plus grande de la formule, plusieurs auteurs conseillent d'employer pour le calcul des tiges une formule tirée de l'équation (111).

Uhland la met sous cette forme :

$$(114) \quad \frac{d}{D} = 0,0573 \sqrt[4]{p} \sqrt[2]{\frac{L}{D}}.$$

Si nous remplaçons, dans la formule (112), F par sa valeur  $\frac{\pi D^2}{4} p$  et S par  $\frac{\pi d^2}{4}$ , il vient :

$$(115) \quad \frac{d}{D} = \sqrt[4]{\frac{4}{\pi^2 E}} \sqrt[4]{p} \sqrt[2]{\frac{L}{D}}.$$

Les deux formules sont donc bien de la même forme. En prenant  $E = 2\,000\,000$ , la valeur du terme constant de (115) est

$$(116) \quad \sqrt[4]{\frac{\pi^2 E}{4}} = 0,0119.$$

L'examen des constantes des formules (114) et (115), 0,0573 et 0,0119 semble en contradiction avec ce que nous disions plus haut, puis-

que le coefficient numérique de la formule pratique n'est guère que 5 fois plus grand que celui de la formule théorique; le coefficient de sécurité paraît donc n'être pas plus fort dans ce cas, que dans les autres exemples de résistance des matériaux. Mais cette analogie n'est qu'apparente, parce qu'ici le coefficient de sécurité s'applique aux dimensions linéaires des tiges, au lieu de s'appliquer à leurs dimensions superficielles, de sorte que relativement aux charges supportées, le coefficient de sécurité n'est pas 5, mais bien le carré de ce nombre, c'est-à-dire 25 environ. L'adoption d'un coefficient aussi élevé montre bien que la formule (114) de Uhland se prête assez mal au calcul des tiges, et que, dans la plupart des cas, on devra lui préférer les formules plus simples du § 59 en faisant toutefois varier la valeur de la charge suivant les proportions des tiges.

Passons maintenant en revue les différentes formules pratiques employées dans ce calcul.

**61. Formules d'Indret.** — M. Widmann indique comme résultant de la pratique d'Indret les deux formules suivantes :

Pour les pistons à une seule tige

$$(117) \quad d = 3 + 0,05D \sqrt{p}.$$

Pour les pistons à deux tiges :

$$(118) \quad d = 3 + 0,0354D\sqrt{p}.$$

Ces formules sont du genre de celles du § 59, sauf l'adjonction d'une constante égale à 3 centimètres.

**62. Formules d'Unwin.** — D'après Unwin, le diamètre minimum d'une tige de piston dans la partie affaiblie par le filetage est donné par les formules

$$(119) \quad d = 0,065D\sqrt{p}$$

pour le fer forgé, et

$$(120) \quad d = 0,056D\sqrt{p}$$

pour l'acier doux. Ces deux formules ne s'appliquent qu'au cas d'une seule tige; pour deux tiges, on remplacerait, sous le radical,  $p$  par  $\frac{p}{n}$ .

Les charges résultant de l'application des formules précédentes sont d'environ, 240 kilogrammes par centimètre carré pour le fer forgé, et de 320 kilogrammes pour l'acier doux.

Ces charges sont celles que la tige supporte dans la partie affaiblie par le filetage, et il faut se garder de les employer pour le calcul du corps de la tige, parce qu'alors la partie filetée supporterait une charge trop forte.

Ces formules ne tiennent pas compte de la longueur des tiges, et elles s'appliquent aux tiges courtes des machines à bielles directes. Aussi Unwin a-t-il soin d'écrire comme valeur générale du diamètre :

$$(121) \quad d = K.D.\sqrt{p}$$

et il fait varier  $K$  suivant le genre de machine étudiée :

Machines oscillantes	$K = 0,085$
Machines à bielles renversées	$K$ varie de $0,075$ à $0,068$
Machines à action directe	$K$ varie de $0,078$ à $0,063$

Ces valeurs s'appliquent, suivant Unwin, aussi bien au fer qu'à l'acier; cependant pour l'acier, on pourrait sans crainte multiplier les coefficients précédents par  $\frac{4}{5}$ .

Les charges supportées par le métal dans ces divers cas sont :

Machines oscillantes	$R =$ environ $140\text{kg}$
//  à bielles renversées	// $210\text{kg}$
//  à action directe	// $250\text{kg}$

La faiblesse de  $R$  dans le cas des machines oscillantes, tient à ce fait, que la tige est soumise à la force d'inertie provenant du balancement du cylindre autour de ses tourillons.

**63. Formule de Uhlend.** — Uhlend donne

comme nous l'avons indiqué plus haut la formule

$$(114) \quad \frac{d}{D} = 0,0573 \sqrt[4]{p}^2 \sqrt{\frac{L}{D}}.$$

On peut en déduire le tableau suivant des valeurs de  $\frac{d}{D}$  en fonction de  $\frac{h}{D}$  et de  $p$  :

$\frac{L}{D}$	$p=3$	4	5	6	7	8
1,5	0,093	0,099	0,105	0,110	0,114	0,118
2,0	0,107	0,105	0,121	0,127	0,132	0,136
2,5	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153

**64. Considérations sur les formules précédentes.** — La formule d'Indret a le tort de contenir un terme constant qui prend d'autant plus d'importance que le diamètre de la tige est plus faible, c'est-à-dire que  $D$  et  $p$  sont plus petits.

La formule de Ulhand présente le désavantage d'être compliquée, et de ne pas faire connaître, à moins de nouveaux calculs, la valeur de la charge qu'on impose à la matière. Nous avons d'ailleurs exposé au § 60 les raisons qui nous font considérer la formule des pièces

chargées de bout comme étant d'une complication inutile et peut-être dangereuse pour le calcul des tiges.

Nous croyons donc que les formules d'Unwin sans constantes sont encore les meilleures. Mises sous la forme

$$\frac{d}{D} = \sqrt{\frac{p}{nR}}$$

elles permettent d'assigner à R une valeur bien déterminée, et choisie d'après les exemples de machines analogues à celle qu'on veut construire. L'ingénieur, suivant son expérience personnelle, pourra modifier à son gré la valeur de R d'après les qualités du métal qu'il emploiera, sans risquer de compromettre en rien la solidité de la machine qu'il a en vue.

#### 65. Emmanchement des tiges de piston.

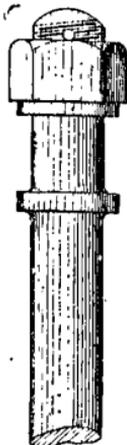
— L'emmanchement de la tige doit être exécuté avec le plus grand soin, car le moindre jeu produisant un choc sur le piston peut entraîner, soit la rupture de ce dernier soit le mâtage de l'écrou qui le relie à la tige, et rendre ainsi fort difficiles les démontages ultérieurs.

Dans les petits pistons, comme ceux de locomotive, ou les pistons suédois, la tige est venue de forge avec le corps du piston.

Dans les autres pistons, l'emmanchement est conique ou cylindrique.

Autrefois, il était d'un fréquent usage de faire les emmanchements coniques, parce que le décol-

Fig. 27



lement du piston et de la tige était très facile, dès qu'on avait pu provoquer le moindre mouvement de l'une des pièces par rapport à l'autre.

Malgré cet avantage assez sérieux de l'emmanchement conique, on y a presque renoncé aujourd'hui pour les pistons en fonte, parce que cette forme donne naissance à une force d'écartement des parois de l'emmanchement, qui peut fatiguer le piston outre mesure. La pente

de l'emmanchement conique est généralement de  $\frac{1}{10}$ .

L'emmanchement cylindrique est plus facile à établir, mais il n'en demande pas moins de soin dans son exécution. Dans ce cas, la tige du piston filetée à son extrémité porte à une distance convenable un collet (*fig. 27*) contre lequel vient s'appuyer le piston. La hauteur  $h$  du collet est calculée de façon à supporter au glissement une charge égale aux  $\frac{4}{5}$  de celle qu'on fait supporter à la tige.

Soit  $R'$  cette charge . . . . .

$$(122) \quad R' = \frac{4}{5} R$$

et

$$\pi . d . h . R' = \frac{\pi d^3}{4} R$$

d'où

$$(123) \quad h = \frac{5}{16} . d .$$

On pourra donc prendre sensiblement

$$(124) \quad h = 0,31 d$$

et l'on assurera ainsi l'égalité de résistance entre la tige et son collet.

L'écrou qui doit assurer la solidarité de la tige et du piston porte souvent, à sa partie inférieure, une embase cylindrique qui peut être noyée dans une cavité pratiquée dans le corps du piston. On diminue ainsi la hauteur dont l'écrou déborde du piston. L'écrou peut être aussi entièrement extérieur. Ces deux dispositions semblent également bonnes.

La seule précaution à prendre, qui, d'ailleurs est générale, et s'applique à toutes les pièces qui doivent être réunies l'une à l'autre, c'est de ne jamais établir qu'une seule surface de portage, et d'avoir soin que les faces en contact soient par-

faitement dressées et s'appliquent exactement l'une sur l'autre.

Sans cette précaution, le serrage provoquera une flexion des plus préjudiciables à l'extrémité de la tige.

La fixité absolue de l'érou est obtenue, au moyen d'un frein qui consiste, soit en une goupille, traversant l'extrémité de la tige en dehors de l'érou et dont le bout est rabattu, ou en une clavette.

Autrefois, le piston était fixé sur sa tige au moyen d'une simple clavette placée à son intérieur, et introduite par une porte de visite. Cette disposition n'est pas à recommander, et elle est complètement abandonnée aujourd'hui.

**66. Nombre de tiges.** — Dans les machines à bielles renversées, il est nécessaire d'employer deux tiges, puisque l'arbre constitue un obstacle qu'on ne peut franchir autrement.

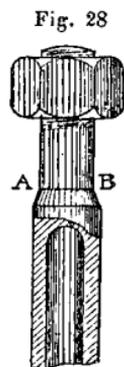
Dans les machines à bielle directe, on peut toujours n'employer qu'une seule tige, mais dès que les dimensions du piston deviennent considérables, il sera prudent d'employer deux tiges, surtout dans les machines horizontales. Le piston sera ainsi beaucoup mieux soutenu, et l'effort de frottement plus grand d'un côté que de l'autre, qui tend à lui faire prendre une position oblique

sur la tige, pourra être radicalement détruit. On évitera ainsi les graves accidents qui peuvent résulter de la rupture d'un piston.

**67. Tiges creuses.** — Les tiges creuses ont nécessairement un diamètre plus considérable que les tiges pleines qui pourraient les remplacer. Mais cette raison leur assure une résistance à la flexion plus considérable et par cela même, on peut leur faire supporter par unité de surface une charge un peu plus forte.

A moins d'être munies d'une contre-tige, les tiges creuses ne doivent pas être débouchées sur toute leur longueur ; aussi leur donne-t-on la disposition de la *fig. 28*, dans laquelle la partie filetée est pleine, et se raccorde par un tronc de cône avec la partie creuse. C'est ce tronc de cône qui remplace le collet des tiges pleines et c'est sur lui que vient porter le corps du piston. Cette solution n'est peut-être pas très bonne à cause de la discontinuité des dimensions de la tige en AB qui peut être une cause de rupture.

**68. Contre-tiges.** — Au lieu d'employer deux tiges pour assurer au piston un meilleur fonctionnement, on le munit souvent, surtout dans



les machines à terre, d'une contre-tige qui forme le prolongement de la tige et traverse le fond dans une presse-étoupes.

Le piston est alors parfaitement équilibré et on peut régler le serrage de la bague d'une façon plus précise.

La contre-tige ne supporte donc qu'un effort très faible, et il est inutile de lui donner le diamètre de la tige du piston. On ne le ferait qu'autant qu'on voudrait rigoureusement équilibrer l'action de la vapeur sur les deux faces, mais dans ce cas, on devrait employer une contre-tige creuse pour en diminuer le poids.

L'emploi d'une contre-tige n'est possible, comme on le voit, que lorsque l'on dispose du côté du fond d'un espace au moins égal à la course du piston. Il en résulte que, presque toujours, son emploi est absolument impossible sur les machines marines.

**69. Tiges de tiroirs.** — On peut admettre qu'un tiroir à coquille est soumis sur toute sa surface à la pression de la vapeur qui règne dans la boîte à tiroir, diminuée de la contre-pression qui s'exerce par les orifices d'évacuation.

Dans une machine Compound, on peut donc prendre pour valeur de la pression sur le tiroir du cylindre d'admission la pression effective aux

chaudières, et sur le tiroir des grands cylindres une pression de 1 kilogramme par centimètre carré.

Dans les machines à triple et quadruple expansion, on peut prendre comme pression sur les divers tiroirs la valeur adoptée pour la charge maximum dans le cylindre correspondant.

Quand il y a un tiroir de détente, on doit augmenter la pression ci-dessus de  $\frac{1}{4}$  environ.

On doit toujours calculer les tiges de tiroir sans tenir compte de la compensation, parce qu'il faut supposer que celle-ci peut faire défaut à un moment donné.

En désignant par  $S$ , la surface d'un tiroir et par  $p$ , la pression qu'il supporte effectivement, la charge imposée à la tige sera donc tout d'abord proportionnelle à  $Sp$ . Dans les machines horizontales, le poids  $S$  du tiroir vient s'ajouter à cette charge  $Sp$  et augmenter ainsi le frottement. L'inertie du tiroir apporte aussi un surcroît de charge à la tige. Dans les machines verticales, le poids du tiroir vient en aide à la tige dans le mouvement de descente, mais s'ajoute à la charge pendant la montée; l'inertie produit aussi un effet nuisible.

Pour déterminer exactement la charge totale sur la tige du tiroir, il faudrait connaître 1° le coefficient de frottement du tiroir sur la glace;

2° le poids du tiroir; 3° son accélération en tous les points de sa course.

Le coefficient de frottement n'est pas connu et semble d'ailleurs difficile à évaluer avec précision. Le poids du tiroir pourrait facilement être calculé. Quant à l'accélération, on ne pourrait l'obtenir que par un tracé graphique, par la différentiation de la courbe des vitesses.

Si ces trois quantités étaient déterminées, en adoptant pour la charge par centimètre carré le même nombre que pour les tiges de piston, il serait facile de déterminer le diamètre de la tige du tiroir.

Pour éviter les efforts de flexion, la tige doit être soutenue par une traverse glissant sur une glissière.

Au lieu de faire tous les calculs précédents, on peut pour les machines horizontales employer la règle empirique suivante déterminée d'après la pratique d'Indret,  $n$  désignant le nombre de tiges et  $d$  leur diamètre, on a :

$$(125) \quad d = 0,11 \sqrt{\frac{Sp}{n}}.$$

Quand il y a un tiroir de détente, on prend

$$(126) \quad d = 0,125 \sqrt{\frac{Sp}{n}}.$$

On pourra forcer un peu ces coefficients dans le cas des machines verticales.

Pour diminuer les effets de l'inertie, on munit souvent le tiroir d'une contre-tige supportant un petit piston se déplaçant dans un cylindre où l'on fait agir une pression convenable par le moyen d'un tiroir de distribution.

Dans les tiroirs cylindriques, la tige supportera des efforts beaucoup plus faibles ; on pourra donc lui donner un diamètre moindre, qui pourra être réglé d'après l'effort de traction s'exerçant sur la tige qui relie les deux parties du tiroir.

Quand le tiroir est conduit par une coulisse, on proportionne les différentes parties de ce mécanisme d'après les dimensions de la tige et les modèles qu'on a entre les mains.

**70. Traverses.** — Les traverses sont employées dans les machines à bielles renversées et dans les machines à action directe à deux tiges.

Dans les machines à bielles renversées, la distance des tiges est surtout réglée par les dimensions qu'on est obligé d'adopter pour les manivelles. Elle est d'ailleurs limitée par le diamètre du cylindre.

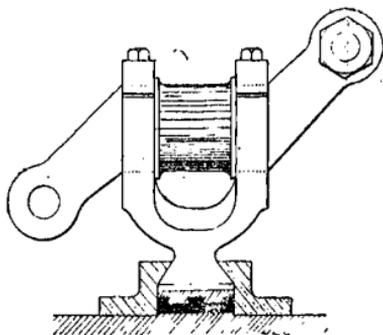
Dans les machines à connexion directe à deux tiges, leur distance est réglée par les dimensions du palier du pied de bielle.

Pour n'avoir qu'un seul jeu de traverse de rechange, on leur donne à toutes les mêmes dimensions quel que soit le cylindre. On est donc obligé de les déterminer sur le petit cylindre.

La faiblesse du diamètre du petit cylindre oblige quelquefois à faire passer les tiges presque tangentiellement aux bagues.

**71. Traverses des machines à bielles renversées.** — Elles comprennent (fig. 29) le tou-

Fig. 29



rillon du pied de bielle venu de forge avec les deux bras, et le support de cette pièce qui porte à sa partie inférieure le patin de glissière.

A son raccordement avec le tou-rillon, le bras présente une forme circulaire ou carrée. Il est soumis en ce point à un effort de flexion et à un effort de torsion.

Supposons le raccordement carré et de côté  $a$ . Désignons par  $M_1$ , le moment de flexion et par  $M_2$ , le moment de torsion. La charge  $R_1$  à la flexion sera déterminée par

$$R_1 = \frac{M_1 v}{I} \quad v = \frac{a}{2} \quad I = \frac{a^4}{12}$$

d'où

$$(127) \quad R_1 = \frac{6M_1}{a^3}.$$

La torsion maxima a lieu au milieu des côtés, et on peut l'évaluer, d'après les études de de Saint-Venant, à

$$(128) \quad R_2 = \frac{M_2}{0,2 \sqrt{S^3}}$$

S désignant la section et étant par suite égal  $a^2$ .

On aura donc

$$(129) \quad R_2 = \frac{5M_2}{a^3}.$$

Or, on sait que la charge maxima R résultant de la combinaison des efforts précédents est donnée par la formule :

$$(130) \quad R = \frac{3}{8} R_1 + \sqrt{\left(\frac{5}{8} R_1\right)^2 + \left(\frac{5}{4} R_2\right)^2}.$$

Ce qui fournit par comparaison avec (127) et (129) :

$$(131) \quad R = \frac{9}{4} \frac{M_1}{a^3} + \sqrt{\left(\frac{15}{4} \frac{M_1}{a^3}\right)^2 + \left(\frac{25}{4} \frac{M_2}{a^3}\right)^2}.$$

Supposons pour simplifier  $M_1 = M_2$  ce qui

implique une inclinaison du bras de  $45^\circ$ , on obtient après réduction

$$(132) \quad R = \text{environ } 9,5 \frac{M}{a^3}.$$

M est d'ailleurs égal à

$$(133) \quad M = \frac{\pi D^2}{4} \frac{p}{2} \frac{l}{\sqrt{2}}$$

$l$  désignant la longueur du bras. On aura donc :

$$(134) \quad a = \sqrt[3]{\frac{9,5 \times \pi D^2 p l}{8\sqrt{2} D}}.$$

L'équation (134) peut se mettre sous une forme un peu différente. Posons  $l = KD$  et faisons le calcul des quantités connues, il vient :

$$(135) \quad a = 1,38 D \sqrt[3]{\frac{Kp}{R}}.$$

Supposons que  $K$  varie entre  $\frac{1}{3}$  et  $\frac{1}{4}$  et qu'on prenne, pour valeur de  $R$ , 250 kilogrammes par centimètre carré, on obtiendra :

$$(136) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{pour } K = \frac{1}{3} \quad a = 0,152 D \sqrt[3]{p} \\ \text{pour } K = \frac{1}{4} \quad a = 0,138 D \sqrt[3]{p} \end{array} \right.$$

La formule empirique souvent employée pour le calcul des dimensions du bras est :

$$(137) \quad d = 3 + 0,11 D \sqrt{p}$$

$d$  désigne le diamètre du bras à sa naissance ou le côté du carré circonscrit. On voit que la formule (137) est, à la constante près, exactement de la forme de celle (136) où nous a conduit la théorie.

Si l'on trouve que la charge  $R = 250$  kilogrammes est trop élevée, au lieu d'employer les formules (136), on aura recours à (135) qui contient  $K$  en évidence, et permettra ainsi de prendre le bras exactement de la dimension assignée.

**72. Traverses des machines à connexion directe.** — Ces traverses seront toujours de forme plus simple que celles que nous venons d'étudier, aussi leur calcul ne présentera-t-il aucune difficulté. Elles seront en général soumises à la flexion et au glissement. La formule générale à employer dans ce cas est exactement la même que précédemment, puisque la torsion n'est autre qu'un glissement.

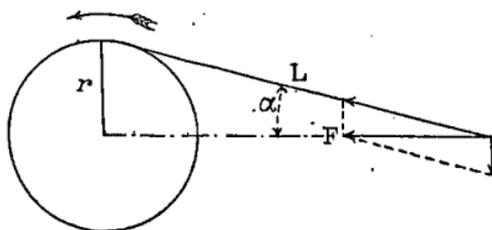
On aura donc encore :

$$R = \frac{3}{8} R_2 + \sqrt{\left(\frac{5}{8} R_1\right)^2 + \left(\frac{5}{4} R_2\right)^2}$$

Il arrive souvent aussi qu'avec une seule tige, la traverse présente une assez grande longueur, parce que les glissières sont établies de façon à laisser la bielle se déplacer entre elles deux. La difficulté n'en sera pas plus grande pour déterminer la charge et les dimensions de cette pièce.

**73. Patins de glissière.** — Les traverses portent les patins de glissière, surfaces parfaitement dressées qui, en s'appuyant, sur les glis-

Fig. 30



sières, assurent le mouvement rectiligne de l'extrémité de la tige du piston.

Désignons par  $a$ , la dimension du patin dans la direction du plan d'oscillation de la bielle ou ce que nous appellerons sa longueur et par  $b$ , sa largeur.

La surface de portage du patin sera  $ab$ , la réaction normale du patin sur la glissière sera (*fig. 30*)  $F \operatorname{tg} \alpha$  ou sensiblement  $\frac{Fr}{L}$  ;

$F$ , la pression totale exercée par le piston ;

$r$ , le rayon de la manivelle ;

$L$ , la longueur de la bielle.

La pression normale par unité de surface sera

$$\frac{Fr}{Lab}$$

et comme la vitesse moyenne du patin est  $4r \frac{N}{60}$ ,  $N$  désignant le nombre de tours par minute, il s'ensuit que le coefficient d'usure (§ 84) peut être représenté par

$$(138) \quad \gamma = \frac{Fr}{Lab} \times \frac{4rN}{60} = \frac{4Fr^2NL}{60ab}$$

Cette expression est un peu compliquée, mais on peut facilement la mettre sous une autre forme.

Comme pour les machines marines, le rapport  $\frac{r}{l}$  est sensiblement égal à  $\frac{1}{4}$ , on peut écrire

$$(139) \quad \gamma = \frac{FrN}{60ab}$$

On peut remarquer que le produit  $Fr \frac{N}{60}$  représente, si l'on y considère  $F$  comme variable en chaque point de la course, une quantité proportionnelle à la puissance en chevaux  $P_1$  déve-

loppée dans le cylindre considéré. On pourra donc écrire :

$$(140) \quad \gamma = \frac{P_1}{ab}$$

expression très simple qui permettra de déterminer le produit  $ab$ , si l'on se donne  $\gamma$ .

On peut, dans les machines marines, prendre  $\gamma$  égal à

0,30 pour la marche normale

et

0,40 pour la marche à outrance.

Le rapport  $\frac{a}{b}$  est souvent compris entre 1,25 et 1,50, mais on comprend facilement qu'on ne puisse fixer de règles précises à cet égard, le rapport en question variant surtout d'après les dispositions adoptées pour la machine.

Les valeurs précédentes s'appliquent au patin pour la marche  $N$ . On sait, en effet, que pour un sens de rotation déterminé de la machine, le patin s'appuie toujours par la même face sur la glissière. Comme la marche  $R$  ne sert qu'exceptionnellement, on porte généralement toute son attention sur le patin de marche  $N$ , et on se contente souvent, pour la marche  $R$ , de maintenir le patin par de simples bandes formant rebords, comme le

montre la *fig. 29*. Cette disposition est souvent employée pour les traverses de machines à bicelles renversées.

Dans d'autres cas, les deux patins sont identiques. La face de portage du patin est anti-frictionnée.

**74. Glissières.** — Les glissières sont les organes sur lesquels s'appuie le patin dans son mouvement.

Les glissières sont souvent des plaques en fonte dure rapportées, posées sur toute leur longueur en des emplacements choisis des bâtis, ou simplement fixées à leurs extrémités.

Il est indispensable que les glissières soient faites en fonte dure pour résister autant que possible au frottement du patin et s'user très peu. L'avantage de glissières rapportées est donc incontestable.

Quand les glissières sont appuyées sur les bâtis dans toute leur longueur, il suffit de leur donner une épaisseur supérieure de un centimètre environ à celle de la paroi contre laquelle elles sont appliquées.

Si les glissières ne sont, au contraire, fixées qu'à leurs extrémités, elles devront être calculées comme des pièces encastrées en ces points, et chargées en leur milieu d'une force égale à la

réaction maxima du patin, qui est, comme nous l'avons vu.

$$F \frac{r}{L} \text{ ou } \frac{F}{4} \text{ environ.}$$

La largeur de la glissière sera au moins égale à la largeur  $b$  du patin que nous avons appris à calculer. On aura donc pour la charge de flexion soit à l'encastrement, soit au milieu, en désignant par  $l$  la longueur entre les boulons de fixation :

$$(141) \quad R = \frac{3Fl}{8bh^2}$$

d'où l'on tire

$$(142) \quad h = \sqrt{\frac{3Fl}{8bR}}$$

En remplaçant  $R$  par une valeur convenable, cette formule permet de déterminer la valeur de  $h$ , mais une autre considération très importante doit intervenir ici ; c'est celle de la flèche que prend la glissière. Dans le cas qui nous occupe, cette flèche serait donnée par

$$(143) \quad f = \frac{Fl^3}{64Ebh^3}$$

d'où l'on tire en se fixant une valeur maxima de  $f$

$$(144) \quad h = \frac{l}{4} \sqrt[3]{\frac{F}{Ebf}}$$

Ce calcul suppose que la section de la glissière est rectangulaire de côtés  $b$  et  $h$  ; mais, le plus souvent la section se présentera sous la forme d'une table plane d'épaisseur égale à celle de la chemise du cylindre, et consolidée à sa partie inférieure par des nervures convenables. Dans ce cas, la flèche se calculera par

$$(415) \quad f = \frac{Fl^3}{768EI}$$

$I$  étant le moment d'inertie de la section qu'il sera ainsi facile d'obtenir.

Une dernière remarque à faire à propos des glissières est la suivante : Dans les machines horizontales, la glissière de marche  $A'$  doit toujours être placée sous le patin ; le sens de la machine doit donc être étudié en conséquence. Sans cette précaution, aux extrémités de course, la réaction sur la glissière devient nulle, et le poids de la traverse et de la bielle entraîne le décollement du patin qui produit un choc contre la glissière inférieure.

Pour la marche  $AR$  des machines dans lesquelles on aura appliqué la règle énoncée plus haut, le choc se produira toujours, mais comme la durée de cette marche ne sera pas bien longue, il n'en résultera aucun inconvénient.

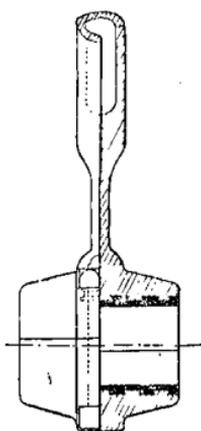
## CHAPITRE V

### BIELLES

**75. Bielles.** — La bielle est l'organe qui relie l'extrémité de la tige du piston à la manivelle. C'est donc une pièce animée d'un mouvement de translation et d'un mouvement oscillatoire autour d'une position moyenne. Outre les efforts de traction et de compression alternatifs qu'elle supporte, la bielle subit des efforts de flexion provenant de son mouvement oscillatoire : elle tend à fouetter. On est donc amené à lui donner des dimensions plus fortes qu'aux tiges de piston. Comme elle est libre dans l'espace, et n'est pas comme la tige forcément cylindrique, on peut lui donner la forme qui lui permet de résister le mieux possible aux

efforts qui lui sont appliqués. C'est ainsi qu'il est bon de la renfler au milieu pour augmenter sa résistance à la compression. De plus, si l'on craint un léger déplacement des paliers, ce qui peut avoir lieu sur des bâtiments très légers comme des torpilleurs, on peut comme l'a fait M. Normand, aplatis fortement le corps de la bielle (fig. 31) près de la tête, tout en augmentant son autre dimension pour ne pas diminuer sa résistance. Ce procédé a toujours fourni d'excellents résultats.

Fig. 31



**76. Formules d'Huguenin.** — Se basant sur ce fait que les bielles sont soumises à des efforts de flexion, Huguenin emploie pour leur calcul la formule des pièces chargées de bout. Appelant  $F$ , la charge totale sur la bielle;  $L$ , sa longueur et  $d$ , son petit diamètre, il est ainsi amené à écrire :

$$(146) \quad d = K \sqrt[4]{F \cdot L^2}$$

$K$  prend les valeurs suivantes :

$$(147) \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{pour une bielle en fer} & K = 0,055 \\ \text{'' '' en fonte} & K = 0,060 \\ \text{'' '' en bois} & K = 0,110 \end{array} \right.$$

Si, au lieu d'être circulaire, la section de la bielle affecte la forme rectangulaire, Huguenin conseille de prendre en désignant par  $b$ , la plus petite dimension de la bielle; par  $h$ , la plus grande,  $d$  désignant toujours le diamètre trouvé par la formule précédente :

$$(148) \quad b = 0,87d \sqrt[4]{\frac{b}{h}}.$$

Pour faciliter les calculs, il dresse le tableau suivant :

Pour $\frac{h}{b} =$	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	3,5	4,00
$b =$	$0,87d$	$0,82d$	$0,78d$	$0,73d$	$0,69d$	$0,66d$	$0,63d$	$0,61d$
$h =$	$0,87d$	$1,02d$	$1,17d$	$1,46d$	$1,73d$	$1,98d$	$2,21d$	$2,44d$

Les valeurs ainsi déterminées s'appliquent aux dimensions minima des bielles, c'est-à-dire à la tête et au pied. Quant aux dimensions du milieu, on les obtient en augmentant les nombres précédents de  $\frac{1}{7}$  à  $\frac{1}{5}$  de leurs valeurs. Le tracé du contour de la bielle s'obtient en réunissant par une courbe continue, les trois points obtenus par les mesures précédentes, et en raccordant cette courbe avec la tête et le pied de bielle par

des congés convenables. Si dans la formule (146), on remplace  $F$  par sa valeur  $\frac{\pi D^2}{4} p$ , on obtient :

$$(149) \quad \frac{d}{D} = K \sqrt[4]{\frac{\pi}{4}} \sqrt[4]{p} \sqrt{\frac{L}{D}}.$$

Posons  $K_1 = K \sqrt[4]{\frac{\pi}{4}}$ , les valeurs de  $K_1$  seront

$$(150) \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{pour une bielle en fer} & K_1 = 0,0518 \\ \text{" " en fonte} & K_1 = 0,0565 \\ \text{" " en bois} & K_1 = 0,1036 \end{array} \right.$$

Sous la nouvelle forme (149), on voit tout de suite l'analogie de cette formule avec celle de Uhlund pour les tiges de piston (114).

Seulement, les observations que nous avons cru devoir faire (§ 60) sur l'emploi de cette formule au calcul des tiges, ne s'appliquent pas entièrement aux bielles, parce que ces organes ont généralement une longueur double de celle de la tige. Il en résulte que le rapport de leur longueur à leur diamètre pourra dépasser 60 surtout dans les machines à terre. De plus, indépendamment de cette considération, ces organes seront plus sensibles que les tiges aux efforts de flexion, parce qu'on ne pourra plus les supposer encastrés aux extrémités, mais qu'au con-

traire, on devra les considérer comme simplement appuyés en ces points. Dans ces conditions, le rapport  $\frac{L}{d}$  qu'il suffira d'atteindre pour que la charge qui produit la flexion ne dépasse pas la limite d'élasticité, ne sera plus pour une bielle en acier que

$$(151) \quad \frac{L}{d} = \pi \sqrt{\frac{E}{16R_1}} = 22,2.$$

L'emploi de la formule des pièces chargées debout doit donc conduire à de meilleurs résultats pour les bielles que pour les tiges de piston.

**77. Remarque relative aux bielles de section rectangulaire.** — Reprenons l'équation (148) du paragraphe précédent

$$(148) \quad b = 0,87d \sqrt[4]{\frac{b}{h}}$$

et cherchons les conséquences qu'on en peut déduire au point de vue de la comparaison des bielles à section circulaire et des bielles à section rectangulaire.

Remarquons tout d'abord que cette équation exprime que le *plus petit moment d'inertie* de la section rectangulaire de côtés  $b$  et  $h$  est égal au moment d'inertie de la section circulaire de

diamètre  $d$  déterminé par l'équation (149). On peut facilement s'en assurer en écrivant :

$$(152) \quad \frac{hb^3}{12} = \frac{\pi d^4}{64}$$

qui fournit

$$(148) \quad b = \sqrt[4]{\frac{3\pi}{16}} d \sqrt[4]{\frac{\bar{b}}{h}} = 0,87d \sqrt[4]{\frac{\bar{b}}{h}}.$$

On voit donc qu'autour d'un axe perpendiculaire à la direction de la bielle et situé dans le plan d'oscillation, la section rectangulaire présente le même moment d'inertie que la section circulaire, et par conséquent la même résistance à la flexion.

Comparons les moments d'inertie autour d'un axe perpendiculaire au plan d'oscillation.

Le moment d'inertie de la section rectangulaire sera  $\frac{bh^3}{12}$ , de sorte qu'en multipliant le premier membre de (152) haut et bas par  $h^2$ , il viendra :

$$(153) \quad \frac{bh^3}{12} = \frac{\pi d^4}{64} \cdot \frac{h^2}{b^2}.$$

Cette dernière équation nous fait voir qu'autour de l'axe choisi le moment d'inertie de la bielle à section rectangulaire sera égale au mo-

ment d'inertie de la bielle à section circulaire multiplié par  $\left(\frac{h}{b}\right)^2$ . Or, dans le tableau précédent, nous avons indiqué les valeurs de  $b$  et  $h$  pour des valeurs de  $\frac{h}{b}$  atteignant 4. Il en résulte qu'alors le moment d'inertie est 16 fois plus considérable qu'avec une bielle à section circulaire.

Nous n'aurions évidemment rien à reprocher à cette manière de faire, si elle ne s'opérait pas aux dépens de la légèreté, mais nous allons faire voir que la bielle rectangulaire ainsi calculée est plus lourde que la bielle circulaire d'où on la déduit. Le poids d'une tranche infiniment petite de la première bielle est proportionnel à  $bh$ ; celui d'une tranche de même longueur de la seconde, à  $\frac{\pi d^2}{4}$ .

On tire immédiatement de (153) :

$$(154) \quad \frac{bh}{\frac{\pi d^2}{4}} = \sqrt{\frac{3}{\pi}} \sqrt{\frac{h}{b}}.$$

Pour toutes les valeurs  $\frac{h}{b} > \frac{\pi}{3}$ , la bielle rectangulaire est la plus lourde, et l'on voit que son poids est près de deux fois plus grand que celui de la bielle circulaire pour  $\frac{h}{b} = 4$ . Ainsi,

au prix d'un poids deux fois plus grand, nous obtenons un moment d'inertie 16 fois plus considérable. La bielle rectangulaire sera évidemment au point de vue de la résistance dans de meilleures conditions que l'autre; nous dirons même qu'elle nous semble dans de trop bonnes conditions et qu'il y a tout intérêt à l'alléger.

Pour appuyer notre opinion, nous ferons remarquer que, dans le cas où l'on suppose que la flexion de la bielle a lieu autour d'un axe situé dans le plan d'oscillation, il ne faut plus la considérer comme simplement appuyée, mais comme *véritablement* encastree à ses extrémités, et nous savons que dans ce cas la formule théorique qui donne la charge provoquant la flexion est

$$F = 4. \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

au lieu de

$$F = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

applicable au cas de simples appuis.

On peut donc dire que, pratiquement, on peut admettre que la bielle ne fléchira dans ce sens que sous une force bien supérieure à celle qui produirait la flexion dans le sens perpendiculaire.

Il nous semble donc inutile de poser comme première condition pour le calcul des bielles rectangulaires, que le plus petit moment d'inertie doit être égal au moment d'inertie de la bielle circulaire correspondante. Il vaudrait mieux, croyons-nous, prendre comme première condition que le poids des deux bielles sera le même. On aurait donc :

$$(155) \quad bh = \pi \frac{d^2}{4}.$$

Le rapport du plus petit moment d'inertie de la section rectangulaire à celui de la section circulaire serait donc :

$$(156) \quad \frac{\frac{hb^3}{12}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{\pi}{3} \cdot \frac{b}{h}.$$

On voit que pour  $\frac{b}{h} = \frac{1}{4}$ , c'est-à-dire pour la plus petite valeur admissible de ce rapport, le moment d'inertie de la section rectangulaire vaudra encore un peu plus du quart de la section circulaire correspondante, et que d'après ce que nous disions plus haut, cette valeur sera encore suffisante. Nous croyons cependant qu'il vaudra mieux ne pas aller jusqu'à cette limite à cause de l'usure inégale qui peut se produire

dans les coussinets de tête ou de pied de bielle, usure qui peut provoquer un commencement de flexion.

Le rapport du plus grand moment d'inertie de la section rectangulaire à celui de la section circulaire sera

$$(157) \quad \frac{\frac{bh^3}{12}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{\pi}{3} \cdot \frac{h}{b}.$$

On voit que pour  $\frac{h}{b} = 4$ , ce rapport sera encore supérieur à 4; on sera donc dans d'excellentes conditions de résistance à la flexion.

Nous n'avons pas voulu dans ce qui précède fixer une règle de détermination des dimensions des bielles rectangulaires; notre seule intention a été d'indiquer comment, en se fixant l'économie de poids à réaliser d'une part, et de l'autre, le moment d'inertie que l'on veut obtenir par rapport à celui de la bielle de section circulaire correspondante, on peut arriver facilement à obtenir une rigidité beaucoup plus grande dans la direction où la flexion est le plus à craindre.

Nous n'ajouterons pour terminer qu'un seul mot, c'est qu'il nous paraît inutile de donner

au rapport des deux dimensions  $h$  et  $b$  une trop grande valeur, parce qu'on augmente beaucoup trop l'un des moments d'inertie par rapport à l'autre.

**78. Formule de la Marine.** — Dans la Marine, on fixe le diamètre de la bielle d'après le diamètre de la tige correspondante. Si  $d'$  désigne le diamètre de la bielle,  $d$  celui de la tige unique, on a :

$$(158) \text{ Pour le diamètre minimum } d' \text{ min.} = 1,05d$$

$$(159) \text{ Pour le diamètre au milieu } d' \text{ max.} = 1,155d$$

Si la bielle est creuse et c'est une solution qu'il ne faut pas hésiter à adopter quand ses dimensions sont assez considérables, on pourra la calculer comme un solide simplement chargé à la compression, en adoptant pour la charge par unité de section une valeur un peu moindre que celle qu'on aura prise pour la tige.

**79. Formules d'Unwin.** — Unwin indique deux manières de calculer les bielles, soit en les considérant comme simplement soumises à la traction, soit en leur appliquant les formules des pièces chargées de bout.

Dans le premier cas, en conservant les notations précédentes, et en désignant par  $m$  un

coefficient spécial destiné à tenir compte des forces d'inertie, il écrit :

$$\frac{\pi^2 d}{4} \cdot R. = m. \frac{\pi \cdot D^2}{4} p.$$

d'où

$$(160) \quad d = \sqrt{\frac{m}{R}} D \sqrt{p}$$

$d$ , désigne le diamètre minimum de la bielle.

Dans la formule (160)

R = 100kg	par	centimètre	carré	pour	la	fonte,
R = 350		"	"	"	"	le fer,
R = 450		"	"	"	"	l'acier.

Quant à la valeur de  $m$ , elle est comprise suivant les cas entre 1,25 ou 1,50. Cette valeur est très faible, parce que, lorsque l'on considère une bielle agissant par traction les forces qui produisent cette traction agisse pour détruire les effets de l'inertie.

Pour les *bielles à section rectangulaire*, Unwin pose

$$(161) \quad (bh) \text{ minimum} = \frac{\pi}{4} d^2 \text{ minimum.}$$

Cette équation n'est autre que celle que nous avons déjà posée (155) et qui exprime que le poids des bielles est le même, appliquée ici à la section minima.

On pourra donc écrire que pour les bielles à section circulaire

$d$  minimum varie de 0,113 à 0,123D  $\sqrt{p}$  pour la fonte  
 »       »       0,060 à 0,065D  $\sqrt{p}$  pour le fer  
 »       »       0,052 à 0,057D  $\sqrt{p}$  pour l'acier

Les formules précédentes servent à la détermination du diamètre minimum de la bielle supposée soumise à de simples efforts de traction ; si on lui suppose appliqué un effort de compression, il faudra remarquer que cet effort tendra à augmenter les flexions provenant des forces d'inertie, et en conséquence, il sera bon d'introduire dans la formule des pièces chargées de bout un coefficient de correction convenable, nous poserons donc avec Unwin :

$$(162) \quad 6mF = \frac{\pi^2 EI}{L^2}.$$

On voit que 6 représente un coefficient spécial de sécurité absolument arbitraire et  $m$  le coefficient correctif dont nous venons de parler et qui aura des valeurs plus fortes que précédemment.

Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$(163) \quad d = \sqrt[4]{\frac{384}{\pi^3 E}} \sqrt[4]{m} \sqrt[4]{FL^3}.$$

Pour les locomotives, la valeur de  $m$  est quelquefois égale à 2, mais pour les machines marines, elle ne descend jamais au-dessous de 4, et, dans les exemples que nous avons pu calculer, elle atteint souvent 16 et quelquefois plus. Ces dernières valeurs nous semblent un peu exagérées ; nous admettrons néanmoins que, dans certains cas, on peut être amené à prendre une valeur de  $m = 16$ .

Dans ces conditions, on peut dresser le tableau suivant :

Pour $m =$	2	3	4	5	6	8	16
$\sqrt[4]{m}$	1,190	1,316	1,414	1,496	1,565	1,682	2
$\sqrt[4]{\frac{387}{\pi^3 g}} \sqrt[4]{m}$	0,0590	0,0652	0,0701	0,0742	0,0777	0,0836	0,0992

Ces valeurs s'appliquent à des bielles en fer ou en acier doux, et elles sont sensiblement plus fortes que celles fixées par Huguenin (formule 147).

Pour les grandes vitesses, Unwin pense qu'il est préférable d'employer des bielles à section rectangulaire ; seulement, il admet que le rap-

port  $\frac{b}{h}$  ne doit pas dépasser 2. Avec cette hypothèse, il pose pour valeur de  $b$ .

$$(164) \quad b = \sqrt[4]{\frac{9m}{\pi^2 E}} \sqrt[4]{FL^2}.$$

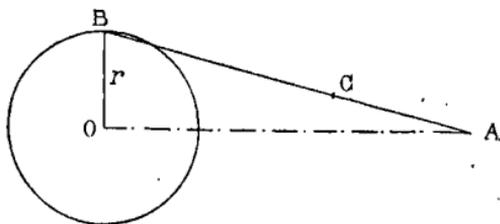
Ce qui fournit pour la constante, d'après les valeurs de  $m$  :

Pour $m =$	1,5	2	3	4	
	$\sqrt[4]{\frac{9m}{\pi^2 E}} =$	0,0285	0,0307	0,0340	0,0365

Ces valeurs sont applicables aux bielles de locomotives pour lesquelles  $m$  varie entre 2 et 4.

**80. Augmentation de charge produite par la flexion due à l'inertie. Bielles à section circulaire.** — Considérons (*fig. 32*) la

Fig. 32



bielle dans sa position AB. Le point B possède en ce moment une accélération dirigée suivant OB et égal à  $\omega^2 r$ ,  $\omega$  désignant la vitesse angu-

laire uniforme de la manivelle, et  $r$  le rayon de cette manivelle.

Le point A a une accélération nulle dans cette direction. Donc, un point tel que C a une accélération

$$\omega^2 \cdot r \cdot \frac{AC}{AB}$$

dirigée parallèlement à OB.

On peut sans grande erreur admettre que l'accélération de chacun des points de AB est normale à la bielle, et pour pouvoir étudier facilement le problème, supposer que la bielle est réduite à une simple tige cylindrique ayant en chaque point le diamètre minimum précédemment calculé.

Appelons  $L$ , la longueur de la bielle et  $x$ , la distance AC. Le poids de l'unité de longueur de la bielle sera :

$$\frac{\pi d^2}{4} \times 0,0078 \text{ avec les unités adoptées.}$$

La masse  $\mu$  de l'unité de longueur sera :

$$(165) \quad \mu = \frac{\pi d^2}{4} \times 0,0078 \times \frac{1}{100g}.$$

La force d'inertie de la longueur  $dx$  de la bielle en C sera

$$\mu \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{x}{L} dx.$$

L'inertie totale de la bielle dans la position choisie sera donc :

$$\mu \omega^2 \frac{r}{L} \int_0^L x dx = \mu \omega^2 r \frac{L}{2}.$$

La réaction sur la tête de bielle due à ces forces sera égale, puisque la résultante précédente est appliquée au  $\frac{1}{3}$  de AB à partir de B, à :

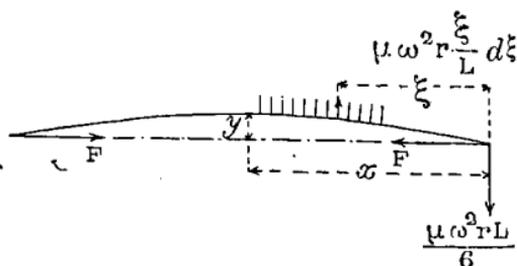
$$\frac{\mu \omega^2 r L}{3}$$

et la réaction sur le pied, à :

$$\frac{\mu \omega^2 r L}{6}.$$

Désignons par  $F'$ , la force totale de compres-

Fig. 33



sion sur la bielle, nous connaissons ainsi toutes les forces appliquées à cet organe.

Considérons donc (*fig. 33*) la bielle chargée

de bout par les forces  $F$ , soumise à ses extrémités aux réactions calculées plus haut, et chargée en chaque point par la force d'inertie normale à sa direction  $\mu\omega^2 r \frac{\xi}{L} d\xi$  en désignant par  $\xi$  l'abscisse du point choisi. Appelons  $y$ , l'ordonnée après déformation de la fibre moyenne au point d'abscisse  $x$ . Nous pourrons écrire :

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{\mu\omega^2 r L}{6} x - \int_0^x \mu\omega^2 r \frac{\xi}{L} d\xi (x - \xi) - Fy$$

ou

$$(166) \quad EI \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{\mu\omega^2 \cdot rL}{6} x - \frac{\mu\omega^2 \cdot rx^3}{6L} - Fy.$$

Posons

$$(167) \quad \frac{\mu\omega^2 r}{EI} = K \quad \text{et} \quad \frac{F}{EI} = n^2.$$

L'équation (166) deviendra

$$(168) \quad \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{KLx}{6} - \frac{Kx^3}{6L} - n^2y.$$

L'intégration de cette équation différentielle s'obtient facilement en posant

$$(169) \quad -n^2y' = \frac{KLx}{6} - \frac{Kx^3}{6L} - n^2y$$

ce qui conduit à

$$(170) \quad \frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{d^4 y'}{dx^4} = -n^2 \frac{d^2 y'}{dx^2},$$

qui devient en posant

$$(171) \quad \frac{d^2 y'}{dx^2} = \varphi,$$

$$(172) \quad \frac{d^2 \varphi}{dx^2} = -n^2 \varphi.$$

L'intégrale générale de cette dernière équation est

$$(173) \quad \varphi = c \sin nx + c' \cos nx$$

et, en remontant aux variables primitives, on obtient :

$$(174) \quad n^2 y = \frac{K}{n^2} \frac{x}{L} + \frac{KLx}{6} - \frac{Kx^3}{6L} - c \sin nx - c' \cos nx$$

Pour  $x = 0$ ,  $y = 0$ , ce qui fournit  $c' = 0$

Pour  $x = L$ ,  $y = 0$ , ce qui donne

$$(175) \quad 0 = \frac{K}{n^2} + \frac{KL^2}{6} - \frac{KL^2}{6} - c \sin nL$$

d'où

$$(176) \quad c = \frac{K}{n^2 \sin nL}.$$

L'équation définitive de la fibre déformée est donc

$$(177) \quad y = \frac{K}{n^2} \left\{ \frac{x}{n^2 L} + \frac{Lx}{6} - \frac{x^3}{6L} - \frac{\sin nx}{n^2 \sin nL} \right\}.$$

La condition de moment de flexion maximum s'obtiendra en égalant à 0 la valeur de  $\frac{d^3y}{dx^3}$ , ce qui fournit

$$0 = -\frac{1}{L} + \frac{n \cos nx}{\sin nL}$$

ou

$$(178) \quad \cos nx = \frac{\sin nL}{nL}.$$

L'équation (178) permet de déterminer le point où se produit le moment fléchissant maximum et par conséquent la fatigue maxima de la bielle qui sera exprimée par

$$(179) \quad R = \frac{Mv}{I} + \frac{F}{S},$$

si M désigne le moment maximum obtenu en remplaçant dans l'équation qui donne  $EI \frac{d^2y}{dx^2}$ ,  $x$  par sa valeur tirée de (178); on sait en effet que

$$(180) \quad M = EI \frac{d^2y}{dx^2}.$$

La recherche de l'équation générale qui fournirait le moment maximum ne présente aucun intérêt.

Nous allons simplement appliquer les résultats auxquels nous venons d'arriver à la formule (162) d'Unwin :

$$(162) \quad 6mF = \frac{\pi^2 EI}{L^2}.$$

Remarquons que l'on a :

$$(181) \quad M = EI \frac{d^2y}{dy^2} = EI \frac{K}{n^2} \left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\}$$

avec la condition

$$(182) \quad n^2 = \frac{F}{EI} = \frac{\pi^2}{6m \cdot L^2}.$$

Pour calculer plus facilement les valeurs de la quantité  $\left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\}$ , donnons successivement à  $(nL)$  les valeurs  $\frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{4}, \dots, \frac{\pi}{9}, \frac{\pi}{10}$ , ce qui correspond à des valeurs de  $m$  variant depuis 1,5 jusqu'à 16 environ, c'est-à-dire comprenant tous les cas de la pratique. Nous pourrions dresser le tableau suivant dans lequel les valeurs de  $x$  seront celles déduites de l'équation (178).

$nL =$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{5}$	$\frac{\pi}{6}$
$6m$	9	16	25	36
$x =$	0,570L	0,5733L	0,5748L	0,5756L
$\left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\}$	0,07905	0,07220	0,02630	0,01809

$nL =$	$\frac{\pi}{7}$	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{9}$	$\frac{\pi}{10}$
$6m$	49	64	81	100
$x =$	0,576L	0,5763L	0,5765L	0,5765L
$\left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\}$	0,01322	0,01007	0,007925	0,0064

Ce tableau nous montre que le point de flexion maxima varie très peu, et se trouve compris entre 0,57 et 0,5766L à partir du pied de bielle.

Il sera facile, au moyen du tableau précédent, de tracer une courbe des valeurs de  $\left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\}$  en fonction de  $m$  ou plutôt de  $6m$ . On aura ainsi la valeur de cette expression pour une valeur quelconque de  $m$ . Si, dans l'équation (181), on remplace  $K$  et  $n^2$  par leurs valeurs, et si l'on désigne par  $N$ , le nombre de tours par minute de la machine, on obtient l'équation générale de la charge de flexion due aux forces d'inertie et à la compression de la bielle. En désignant par  $R_f$  cette charge il vient :

$$(183) R_f = \left[ 0,0002544 \times (6m) \left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\} \right] \left( \frac{N}{60} \right)^2 L^2.$$

si nous désignons par  $K_1$  la quantité entre crochets pour les différentes valeurs de  $6m$ , nous obtiendrons le tableau suivant :

Pour $6m =$	9	16	25	36
$K_1$	0,0001810	0,0001720	0,0001670	0,0001657

Pour $6m =$	49	64	81	100
$K_1$	0,0001678	0,0001640	0,0001633	0,0001628

La connaissance de  $K_1$  permettra de calculer immédiatement  $R_f$  par la formule :

$$(184) \quad R_f = K_1 \cdot \left(\frac{N}{60}\right)^2 \cdot L^2 \cdot \frac{v}{d}.$$

On aura la charge totale dans la section la plus fatiguée, en ajoutant à  $R_f$ , la charge de compression  $R_c$  donnée par :

$$(185) \quad \frac{F}{S} = R_c = \frac{\frac{\pi D^3}{4} \cdot p}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{D^3}{d^2} p.$$

**81. Remarque sur le coefficient  $K_1$ .** — Le calcul des valeurs de  $K_1$  que nous avons fait au pa-

ragraphe précédent nous conduit à un résultat fort intéressant et qu'il était impossible de prévoir *a priori*; il va nous permettre de déterminer le diamètre maximum de la bielle, en nous fixant simplement la charge totale qu'elle ne doit pas dépasser à la compression. Pour cela, nous remarquons que, sauf dans quelques cas tout particuliers, la valeur de  $m$  n'est jamais prise plus faible que 4, ce qui correspond à  $6m = 24$ . Or, le tableau précédent, nous fait voir qu'à partir de la valeur  $6m = 25$ , la valeur de  $K'_1$  reste sensiblement constante et peut être prise égale à 0,000165 sans que l'erreur relative commise en employant cette valeur puisse dépasser  $\frac{1}{80}$ , approximation très suffisante pour les besoins de la pratique. Il en résulte que nous pouvons écrire dans tous les cas :

$$(186) \quad K_1 = 0,000165$$

et par suite

$$(187) \quad R_f = 0,000165 \left( \frac{N}{60} \right)^2 \cdot L^2 \cdot \frac{r}{d}.$$

D'autre part, nous avons :

$$(185) \quad R_c = \frac{D^2}{d^2} \cdot p;$$

ajoutons membre à membre, il vient :

$$(188) R_f + R_c = R = 0,000165 \left(\frac{N}{60}\right)^2 L^2 \frac{r}{d} + \frac{D^2}{d^2} p$$

R désignant la charge totale que la bielle ne doit pas dépasser.

L'équation (188) peut se mettre sous la forme :

$$(189) d^2 - \frac{0,000165}{R} \left(\frac{N}{60}\right)^2 L^2 r \cdot d - \frac{D^2}{R} p = 0,$$

équation du deuxième degré qui permet de déterminer immédiatement  $d$  si l'on se donne R.

Nous pourrons prendre pour R les valeurs précédemment fixées (§ 79) pour le cas de la traction, soit 350<sup>ks</sup> pour le fer et 450<sup>ks</sup> pour l'acier doux.

Appliquons les résultats précédents à la détermination du diamètre maximum d'une bielle pour une machine dont les données principales sont les suivantes :

$$D = 50; L = 250; N = 180; p = 10; r = 50.$$

Si la bielle est en fer, on aura

$$d^2 - \frac{0,000165}{350} \times \left(\frac{180}{60}\right)^2 \times 250^2 \times 50 \cdot d - \frac{50^2}{350} \times 10 = 0$$

d'où

$$d = 17^{\text{cm}},4.$$

Si la bielle est en acier, on remplacera simplement 350 par 450 et il viendra :

$$d = 14^{\text{cm}},2.$$

L'équation (189) nous semble devoir être d'une grande utilité pour le calcul des bielles, et nous croyons que son emploi doit conduire à des valeurs très convenables dans la pratique. La présence du facteur  $\left(\frac{N}{60}\right)^2$  dans l'équation (187) nous montre l'avantage que présente, pour les machines à grande vitesse de rotation, la grandeur du moment d'inertie de la bielle autour d'un axe perpendiculaire au plan d'oscillation. Elle fait prévoir que l'emploi sur ces machines, de bielles à section rectangulaire, doit être très avantageux. C'est ce que nous allons essayer d'établir dans le paragraphe suivant.

**82. Augmentation de charge produite par la flexion due à l'inertie. Bielles à section rectangulaire.** — On peut facilement appliquer les résultats trouvés au § 80 au cas d'une bielle à section rectangulaire.

La formule (178) sera toujours applicable et permettra de déterminer le point où se pro-

duit la flexion maxima. Rappelons cette formule

$$(178) \quad \cos nx = \frac{\sin nL}{nL} .$$

On aura également :

$$(181) \quad M = EI \frac{K}{n^2} \left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\} .$$

Quant aux valeurs des quantités qui entrent dans ces formules, elles seront modifiées de la façon suivante, on aura :

$$(190) \quad \mu = \frac{b.h. \times 0,0078}{100.g}$$

$$(191) \quad I = \frac{bh^3}{12}$$

$K$  et  $n^2$  auront la même valeur.

Ces formules devront d'ailleurs se combiner avec la formule (164)

$$(164) \quad b = \sqrt[4]{\frac{9m}{\pi^2 E}} \sqrt[4]{FL^2} .$$

établie dans l'hypothèse  $h = 2b$ , et avec des valeurs de  $m$  variant de 1,5 à 4.

Cette équation peut s'écrire

$$(164^{bis}) \quad \frac{F}{EI} = n^2 = \frac{\pi^2}{6mL^2}$$

et sous cette nouvelle forme, on reconnaît qu'elle

n'est autre que celle employée (182) pour les bielles à section circulaire.

Les valeurs de  $x$  déterminant le point de flexion maximum et tirées de (178) seront donc les mêmes que celles déterminées au § 80, mais en prenant cette fois la partie du tableau qui va de  $6m = 9$  à  $6m = 25$ .

L'expression  $\left(-\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL}\right)$  est déterminée dans le même tableau. On pourra donc écrire :

$$(192) \left\{ R_f = \left[ 0,0000954 \times (6m) \left\{ -\frac{x}{L} + \frac{\sin nx}{\sin nL} \right\} \right] \left( \frac{N}{60} \right)^2 L^2 \cdot \frac{r}{b} \right.$$

Les valeurs de la quantité entre crochets que nous pourrons désigner par  $K_1$  comme précédemment seront

Pour $6m =$	9	16	25
$K_1$	0,0000679	0 0000644	0,0000627

En considérant  $K_1$  comme constant et égale à 0,000065, nous ferons une erreur relative de  $\frac{1}{20}$  au plus sur le calcul de la charge, mais nous aurons l'avantage de pouvoir calculer la valeur

de  $b$  indépendamment de toute hypothèse. Cette valeur se tirera en effet de l'équation obtenue en ajoutant les valeurs de  $R_f$  et de  $R_c$  ce qui conduira à :

$$(193)b^2 - \frac{0,000065}{R} \left( \frac{N}{60} \right)^2 \cdot L^2 \cdot r \cdot b - \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p}{8R} = 0$$

équation d'où l'on tirera  $b$  d'après les données relatives à la machine.

**83. Application de la formule précédente.** — Appliquons la formule (193) à la détermination des éléments d'une bielle rectangulaire destinée à fonctionner dans les conditions du § 81.

Remplaçant les lettres par leurs valeurs, il vient, pour une bielle en fer :

$$b^2 - \frac{0,00065}{350} \times \left( \frac{180}{60} \right)^2 \times 250^2 \times 50 \cdot b \\ - \frac{\pi \cdot 50^2}{8 \times 350} \times 10 = 0$$

d'où

$$b = 8^{\text{cm}},52; h = 17^{\text{cm}},04.$$

Pour une bielle en acier, en remplaçant 350 par 450, on obtient :

$$b = 7^{\text{cm}},125; h = 14^{\text{cm}},250.$$

Il est du plus grand intérêt de comparer dans ces deux cas le poids de la bielle à section circulaire à celui de la bielle rectangulaire qui supporte la même charge. Le rapport des poids est égal à celui des sections ou à  $\rho = \frac{\pi d^2}{4bh}$ .

On aura donc pour le rapport du poids des bielles en fer :

$$\rho_f = \frac{\pi \times \overline{17,4}^2}{4 \times 8,52 \times 17,04} = 1,638$$

et pour le rapport du poids des bielles en acier :

$$\rho_a = \frac{\pi \times \overline{14,2}^2}{4 \times 7,125 \times 14,250} = 1,56.$$

On voit donc que l'adoption de la forme rectangulaire permet de diminuer le poids des bielles circulaires de même résistance du  $\frac{1}{3}$  de sa valeur. C'est donc un bénéfice sensible, dont l'influence se fera sentir également sur la valeur des forces d'inertie du train formé par le piston, la tige et la bielle.

**84. Formes et dimensions du pied de bielle.** — On appelle *tête*, la partie de la bielle fixée à l'arbre et *pied* la partie fixée à la tige de piston.

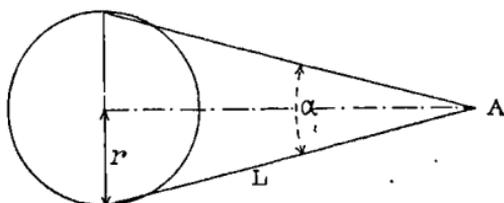
Bien que le pied de bielle ne soit soumis qu'à l'action d'un mouvement angulaire de peu d'éten-

due, il est bon de déterminer ses dimensions par la considération du *coefficient d'usure*. Si l'on désigne par  $d_1$ , le diamètre du tourillon du pied de bielle ; par  $l$ , la longueur totale des coussinets ; par  $V$ , la vitesse moyenne du coussinet sur le tourillon dans le mouvement angulaire ; par  $F$ , la charge totale sur le piston, le coefficient d'usure peut être représenté par

$$(194) \quad \gamma = \frac{FV}{la_1}.$$

On voit que  $\gamma$  est le produit de la charge moyenne par unité de surface du coussinet par la vitesse circulaire moyenne ; c'est donc

Fig. 34



une quantité proportionnelle au travail de frottement, ce qui explique sa dénomination.

L'expression (194) peut se mettre sous une autre forme ; on voit, en effet, que lorsque la machine fait un tour, la bielle décrit deux fois l'angle  $\alpha$  (fig. 34) ou quatre fois la moitié de cet angle qui est sensiblement égal à  $\frac{r}{L}$ ,  $r$  dési-

gnant le rayon de la manivelle, et  $L$ , la longueur de la bielle.

On peut donc écrire :

$$(195) \quad V = \pi \cdot d_1 \times 4 \frac{r}{L} \times \frac{1}{2\pi} \times \frac{N}{60} = \frac{d_1 r N}{30 L}$$

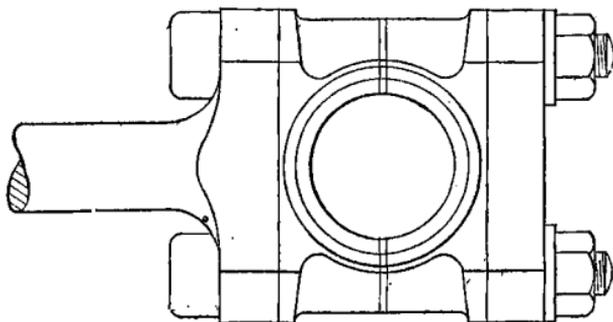
d'où

$$(196) \quad \gamma = \frac{F \cdot r \cdot N}{30 \cdot L \cdot l}$$

Le coefficient d'usure est donc indépendant du diamètre et inversement proportionnel à la longueur des coussinets. Si, dans la formule (196), on se donne  $\gamma$ , tout est connu sauf  $l$ , qu'il sera donc facile de déterminer.

L'étude d'un certain nombre de machines ma-

Fig. 35



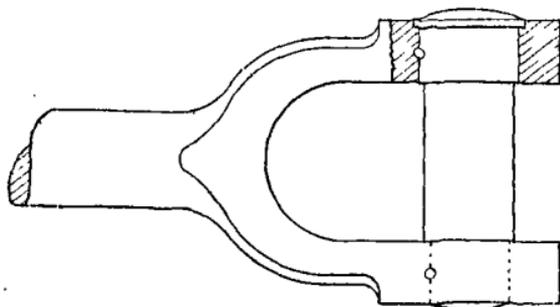
achines permet d'assigner à  $\gamma$  une valeur variable de 800 à 1200.

Le diamètre du tourillon du pied de bielle se détermine par des considérations analogues à

celles que nous avons employées pour les traverses, en le considérant, suivant les cas, comme travaillant au glissement simple, ou à la flexion et au glissement. On adoptera, dans ce calcul, une charge égale à la charge adoptée pour la traverse.

Quoique le coefficient d'usure soit indépendant de  $d$ , il y a intérêt à prendre cette quantité aussi petite que possible, car le travail total de frotte-

Fig. 36



ment est proportionnelle à  $FV$  et par conséquent à  $d$ , et il y a lieu de chercher à réduire au minimum toutes les résistances passives.

Le pied de bielle est simple ou à fourche. Nous représentons (*fig.* 35 et 36) ces deux dispositions.

**85. Dimensions des chapeaux.** — La largeur du chapeau de pied de bielle sera prise égale à la longueur  $l$  des coussinets déterminée au pa-

ragraphe précédent, diminuée de quelques centimètres. En général, le rapport de cette largeur au diamètre minimum de la bielle varie de 1,20 à 1,40, mais atteint quelquefois 2. Ces valeurs s'appliquent aux bielles simples. Si le rapport précédent dépasse 2, il faut employer une bielle à fourche pour ne pas avoir un élargissement trop considérable de la bielle à son pied. La longueur du chapeau sera déterminée, par le diamètre du tourillon, l'épaisseur des coussinets et le diamètre des boulons de liaisons. Nous apprendrons plus loin à calculer ces diverses quantités, mais on pourra prendre la distance des boulons un peu moindre que la somme des diamètres du tourillon et des boulons, augmentée de l'épaisseur du coussinet, de telle sorte que les boulons soient en partie engagés dans les coussinets. Cette disposition diminuera un peu l'encombrement du pied. La distance de centre en centre des boulons étant ainsi déterminée et désignée par  $l$ , la longueur du chapeau sera nécessairement plus considérable et telle que ni l'écrou, ni la tête du boulon ne dépassent la tête de bielle. La hauteur du chapeau pourra alors s'obtenir très facilement. Si on le considère comme encastré à ses deux extrémités dans les plans passant par les axes des boulons,

la valeur maxima de la charge sera donnée par

$$(197) \quad R = \frac{3}{4} \frac{Fl}{bh^2}$$

Comme nous ne tenons pas compte de la résistance du coussinet et que la formule (197) suppose la charge appliquée au milieu du chapeau, ce qui est loin d'être exact, on pourra admettre pour  $R_1$  une valeur comprise entre 400 et 600 kilogrammes par centimètre carré. Remarquant que  $F = \frac{\pi D^2}{4} p$ , la hauteur du coussinet sera donc comprise entre

$$(198) \quad h = 0,0384 D \sqrt{\frac{pl}{b}}$$

et

$$(199) \quad h = 0,0313 D \sqrt{\frac{pl}{b}}.$$

**86. Boulons du chapeau.** — Le chapeau est fixé au corps de la bielle par l'intermédiaire de boulons généralement au nombre de 2 ou 4. Ces boulons sont soumis à des alternatives de charge variant depuis 0 jusqu'à un maximum de traction. On sait que, dans ces conditions, la fatigue de la matière augmente, et que la rupture se produit sous une charge qui n'est que les  $\frac{2}{3}$  ou la moitié de la charge statique. Il faudra donc réduire dans la même proportion la charge de sécurité.

Si  $n$ , désigne le nombre de boulons ;  $d$ , leur diamètre au fond des filets et  $R_2$ , la charge qu'on peut faire supporter à la matière, on aura :

$$n \frac{\pi d^2}{4} R_2 = \frac{\pi D^2}{4} p$$

d'où

$$(200) \quad d = D \sqrt{\frac{p}{nR_2}}.$$

On fera varier  $R_2$  dans cette formule entre 250 et 450 kilogrammes par centimètre carré.

**87. Formes et dimensions des têtes de bielles.** — La tête est la partie de la bielle fixée à la manivelle et qui la suit dans son mouvement. Les têtes de bielle sont à palier. Le diamètre  $d$ , de l'arbre à manivelles étant déterminé, la longueur  $l$ , du coussinet, se tirera de la considération du coefficient d'usure. On aura, comme à la formule (194):

$$(201) \quad \gamma_1 = \frac{F.V}{ld_1}.$$

Pour chaque tour de la machine, un point du coussinet décrit une circonférence complète autour de la *soie* de la manivelle, On aura donc :

$$202) \quad V = \pi d_1 \frac{N}{60}$$

Donc

$$(203) \quad \gamma_1 = \frac{\pi \cdot F \cdot N}{60l}.$$

La valeur de  $\gamma_1$  varie dans un grand nombre de machines marines entre 5 000 et 7 000. La connaissance de cette quantité permettra donc de déterminer  $l$ . La largeur  $b_1$  du chapeau de la tête de bielle est souvent comprise entre 1,3 et 1,5 $d$ ,  $d$  étant le diamètre minimum de la bielle. On peut augmenter suffisamment cette largeur pour couvrir convenablement le coussinet.

La longueur  $l_1$  du chapeau est assez variable ; elle dépend du diamètre de l'arbre. On peut fixer la distance de centre en centre des boulons d'attache par les mêmes considérations qui nous ont servi au § 83 et la longueur du chapeau s'en déduira. Cette longueur est souvent égale à deux fois et demie le diamètre de l'arbre.

Les quantités précédentes étant fixées, il est facile d'obtenir la hauteur du chapeau. Les formules à appliquer seront celles du § 83 (198 et 199).

On pourra même diminuer un peu la charge et ne la faire varier que de 300 à 500 kilogrammes, ce qui fournira :

$$(204) \quad h = 0,0443 D \sqrt{\frac{pl_1}{b_1}}$$

ou

$$(205) \quad h = 0,0343 D \sqrt{\frac{pl_1}{b_1}}.$$

Comme nous l'avons déjà dit, à propos du pied de bielle, il faudra, autant que possible, en dessinant la tête, diminuer la longueur du chapeau ; on ne devra pas craindre pour y arriver de faire pénétrer les boulons en partie dans l'épaisseur des coussinets.

Le diamètre des boulons de la tête de bielle se calculera par la même formule que ceux du pied en prenant pour valeur de la charge 250 kilogrammes environ. On va quelquefois jusqu'à 400 kilogrammes, mais, sauf pour les machines très légères, cette dernière valeur nous semble un peu forte.

**88. Remarque sur les charges employées dans le calcul des chapeaux.** — Nous avons supposé pour le calcul des chapeaux, que la charge était appliquée au milieu de la distance entre les boulons d'attache. A cause de la présence du coussinet, il vaudrait mieux supposer que cette charge est répartie uniformément sur une partie de la longueur du chapeau. En admettant que la charge totale soit répartie sur la longueur comprise de centre en centre des boulons, la charge de sécurité admise ne varierait plus que de 200 à 400 kilogrammes. Nous pouvons donc accepter en toute confiance les chiffres des paragraphes précédents.

**89. Épaisseur des coussinets.** — Si l'épaisseur des coussinets est constante, on lui donne une valeur égale au  $\frac{1}{10}$  du diamètre ; si l'épaisseur est variable, elle est comprise entre les 0,075 et les 0,11 du diamètre du tourillon. La forme des coussinets est réglée sur les modèles de machines que l'on possède, ou d'après les habitudes de l'usine de construction.

Les coussinets sont généralement en bronze antifricionné.

**90. Remarque sur ce chapitre et le précédent.** — Dans les deux chapitres qui précédent, nous avons souvent employé la lettre *p* pour désigner la différence de pression s'exerçant entre les deux faces du piston. Il doit être bien entendu, que cette valeur s'entend de l'ordonnée maximum du diagramme théorique à l'allure à outrance. On peut donc faire le calcul des tiges de piston et des bielles pour les différents cylindres de la machine, mais, à moins d'une disproportion trop considérable entre les nombres obtenus, ou le diamètre des pistons, on choisira, le plus souvent, parmi les diverses valeurs trouvées, la plus forte, qu'on appliquera aux différents cylindres indistinctement. On simplifie ainsi les rechanges.

## CHAPITRE VI

---

### ARBRES A MANIVELLE — PALIERS

**91. Arbres à manivelle.**— L'effort supporté par les différentes manivelles varie suivant leur position dans la machine. La manivelle de l'avant supporte une charge moindre que la manivelle de l'arrière qui doit transmettre tout l'effort de la machine à l'arbre moteur. Au point de vue théorique, les différentes manivelles devraient donc avoir des dimensions différentes; mais, pratiquement, à cause de la difficulté que présenterait la construction d'une telle pièce, et surtout à cause des dimensions différentes que devraient avoir les diverses bielles, on donne le même diamètre à toutes les soies de manivelles.

Une manivelle doit toujours être disposée

entre deux paliers aussi rapprochés que possible pour diminuer les efforts de flexion sur l'arbre.

Les arbres à trois manivelles se faisaient autrefois en un seul morceau, mais cette pièce très difficile à confectionner, ne pouvait guère être réparée ou remplacée en cours de campagne. L'usage s'est donc répandu de plus en plus d'employer des arbres de couche fractionnés et souvent complètement d'assemblage dans les machines marines.

Les réparations sont ainsi rendues plus faciles, et les différentes pièces ayant un volume assez faible peuvent être obtenues en métal de qualité bien supérieure. On emploie aussi beaucoup aujourd'hui les arbres creux en acier, ou plutôt les arbres forés. On obtient ainsi une réduction de poids assez notable. On fore également les soies des manivelles.

**92. Soie et bras de la manivelle.** — La longueur de la soie ou du tourillon de la manivelle est déterminée par la largeur des paliers de la tête de bielle. Quant à son diamètre, on le prend souvent égal au diamètre de l'arbre de couche, ou un peu plus fort. En remarquant cependant, que la soie ne travaille qu'au cisaillement à son encastrement avec le bras, et en observant de plus que ce cisaillement se répartit également

dans toute la section à cause de l'encastrement, on peut admettre que, dans la plupart des cas, un diamètre égal à celui de l'arbre sera suffisant. Cette solution paraît d'autant meilleure, qu'il y a intérêt comme on l'a vu, au point de vue du travail de frottement, à diminuer le diamètre des pièces qui subissent des frottements.

Les bras de la manivelle se calculeront à la flexion et ce calcul ne présentera aucune difficulté, puisque, le plus souvent, le bras sera de section rectangulaire. On pourra faire croître la section du bras depuis le tourillon, jusqu'à l'encastrement sur l'arbre, mais on se dispensera le plus souvent de cette précaution qui augmente le travail au prix d'une diminution trop faible de poids, et le bras de la manivelle aura les mêmes dimensions en tous ses points.

Il faudra porter plus d'attention au diamètre de l'arbre à son entrée dans les paliers, car en ces points, l'arbre sera soumis à la torsion, à la flexion et au cisaillement. Il sera facile par les formules de la résistance des matériaux de déterminer la charge résultant de ces différents efforts. Il suffira en général d'accroître aux portées le diamètre de l'arbre d'une quantité très légère pour parer à tout inconvénient. On pourra d'ailleurs disposer les paliers à des distances dif-

férentes, de façon à les rapprocher de la manivelle, d'autant plus que le cylindre correspondant développera un plus grand effort.

**93. Arbres pleins pour les machines marines.** — En désignant par  $N$ , le nombre de tours de la machine par minute ; par  $P$ , la puissance normale en chevaux ; par  $R$ , la charge en kilogramme que l'arbre supporte à la torsion ; par  $d$ , le diamètre de l'arbre, on montre facilement qu'on a :

$$(206) \quad d = 71,45 \sqrt[3]{\frac{P}{NR}}.$$

Si au moyen d'un certain nombre d'exemples, on calcule la valeur de  $R$  donnée par cette formule, on constate qu'elle est, en général, assez voisine de 350 kilogrammes. Remplaçant  $R$  par cette valeur le diamètre sera donné par la formule simple

$$(207) \quad d = 10 \sqrt[3]{\frac{P}{N}},$$

ce qui revient exactement à prendre pour  $R$  une valeur de 365 kilogrammes par centimètre carré. Cette charge ne semble pas trop forte ; néanmoins, la pratique du Creusot et des Forges et Chantiers est de donner au diamètre de l'arbre une valeur

supérieure à celle de la formule précédente, et de prendre

$$(208) \quad d = 13 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}.$$

Sur les paquebots, le diamètre est encore plus considérable, il correspondrait à

$$(209) \quad d = 16 \sqrt[3]{\frac{P}{N}},$$

dans les conditions des essais et à

$$(210) \quad d = 20 \sqrt[3]{\frac{P}{N}},$$

dans les conditions du service courant.

Quand la marche à outrance est de beaucoup supérieure à la marche normale, il peut être bon pour les bâtiments de combat de forcer un peu le coefficient de la formule (207) et de prendre

$$(211) \quad d = 10,5 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}.$$

On évite ainsi, même dans le cas où la marche à outrance ne durerait pas longtemps, une fatigue excessive de l'appareil.

**94. Arbres creux.** — Comme l'usage se répand de plus en plus d'employer des arbres creux, il est nécessaire d'indiquer quel est le rapport des diamètres intérieur et extérieur  $\frac{d'}{d}$  qu'on peut

adopter sans faire croître la charge d'une valeur sensible.

En désignant par  $M'$ , le moment de torsion de l'arbre ; par  $J$ , le moment d'inertie polaire de la section, on a :

$$(212) \quad R = \frac{M' \frac{d}{2}}{J} = \frac{M' \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} (d^4 - d'^4)}$$

et remarquant que

$$75 \times P = 2\pi \frac{N}{60} \frac{M'}{100},$$

on obtient

$$(213) \quad d = \frac{71,45}{\sqrt[3]{R \left(1 - \frac{d'^4}{d^4}\right)}} \sqrt[3]{\frac{P}{N}}.$$

Cette formule ne diffère de la formule (206) que par l'introduction dans le second membre du terme  $\left(1 - \frac{d'^4}{d^4}\right)$ .

Admettons, ce qui n'est pas très éloigné de la vérité que le rapport

$$\frac{d'}{d} = \frac{1}{2}$$

et que l'on conserve pour le calcul du diamètre extérieur une charge de 350 kilogrammes par

centimètre carré, la valeur de  $d$  sera donnée par

$$(214) \quad d = 10,36 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

Si l'on se laisse guider par les mêmes considérations que plus haut sur la marche à outrance, on pourrait remplacer la formule (214) par la suivante :

$$(215) \quad d = 11 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

Cependant, comme on ne fore généralement que les arbres en acier, il semble qu'il suffit dans tous les cas d'employer la formule (214).

On voit qu'au prix d'une augmentation du diamètre de moins de 0,04, on diminue, par le forage le poids de l'arbre de près de  $\frac{1}{4}$ . Le bénéfice de l'opération n'est donc pas négligeable. Le cylindre enlevé par le forage peut d'ailleurs être utilisé et après l'opération, l'exploration de l'intérieur de l'arbre permet de découvrir des défauts qui auraient certainement échappé à l'observation la plus minutieuse faite par l'extérieur.

**95. Formules d'Huguenin.** — Quand l'arbre est destiné à accomplir un travail bien ré-

gulier, Huguenin conseille de calculer son diamètre par la formule

$$(216) \quad d = 12 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

Cette formule se rapproche de celle du Creusot et des Forges et Chantiers:

Quand, au contraire, l'arbre est soumis à une allure irrégulière, ce qui correspond au cas des arbres d'ateliers, Huguenin augmente la valeur trouvée précédemment de la quantité  $4 \sqrt[4]{d}$ , ce qui donne pour le diamètre

$$(217) \quad d_1 = d + 4 \sqrt[4]{d}$$

Pour les arbres en fonte, le même auteur propose la formule

$$(218) \quad d = 17,22 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

Cette valeur paraît un peu faible, si l'on considère que la valeur de la constante, admise pour le calcul du diamètre des arbres en fer des paquebots, atteint souvent 16.

Pour l'acier fondu, Huguenin admet

$$(219) \quad d = 10 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

Cette valeur est un peu plus faible que celle que nous avons indiquée plus haut, ce qui est naturel puisqu'elle s'applique à des arbres pleins. mais elle correspond sensiblement à la même charge ainsi que nous l'avons vu : 365 kilogrammes par centimètre carré au lieu de 350.

**96. Calcul des arbres d'après l'angle de torsion.** — Dans les paragraphes qui précèdent, nous avons calculé le diamètre des arbres uniquement d'après la force de torsion qu'ils subissent. Or, de même que dans le cas des pièces soumises à la flexion, il peut être bon que la flèche ne dépasse pas une certaine limite, ainsi, pour des pièces soumises à la torsion, il est quelquefois nécessaire que l'angle de torsion ne dépasse pas une certaine valeur. On conçoit, en effet, que si cette condition n'est pas remplie, et que le moment moteur ou le moment résistant aient des valeurs variables à chaque instant dans d'assez grandes limites, il se produira forcément dans la ligne d'arbres des accélérations qui auront pour effet d'augmenter la charge en certains points, et cet effet sera d'autant plus sensible que la torsion de l'arbre sera plus grande.

On admet généralement que la torsion d'un arbre ne doit pas dépasser  $\left(\frac{1}{4}\right)^\circ$  par mètre cou-

rant, soit  $\left(\frac{1}{400}\right)^\circ$  par centimètre courant, ce qui fournit

$$(220) \quad \theta = \frac{1}{400} \frac{2\pi}{360}$$

Portant cette valeur dans l'expression qui donne la torsion et qui est :

$$(221) \quad \frac{\pi}{32} \frac{G' \theta d^4}{L} = M'$$

$G'$  étant le coefficient d'élasticité de torsion et  $M'$ , le moment de torsion, il vient en remarquant que

$$(222) \quad \frac{\pi}{32} \frac{G' \theta d^4}{400 \times 360} = \frac{75 \times 60 \times 100 P}{2\pi N}$$

d'où

$$(223) \quad d = \frac{359,6}{\sqrt[4]{G'}} \sqrt[4]{\frac{P}{N}}$$

Si la valeur du coefficient  $G'$  était parfaitement déterminée, on voit que la formule (223) permettrait de calculer facilement le diamètre de l'arbre dans l'hypothèse faite plus haut. Admettons que  $G'$  ait la valeur théorique

$$(224) \quad G' = \frac{2}{5} E.$$

On pourra alors prendre

pour l'acier	$G' = 800\ 000$
pour le fer	$G' = 700\ 000$
pour la fonte	$G' = 400\ 000$

Ce qui fournira pour valeur de  $\frac{359,6}{\sqrt[4]{G'}} = K$

$$(225) \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{pour l'acier} & K = 12,00 \\ \text{pour le fer} & K = 12,43 \\ \text{pour la fonte} & K = 14,30. \end{array} \right.$$

Ces valeurs de  $K$  sont celles adoptées par Reuleaux, seulement le facteur 12 figure chez cet auteur pour les arbres en fer, et il recommande de prendre pour les arbres en acier les 0,84 du diamètre ainsi déterminé pour les arbres en fer. Nous pensons qu'il vaut mieux adopter les valeurs (225).

**97. Limite à partir de laquelle il convient d'appliquer l'une ou l'autre des formules pour le calcul des arbres.** — Pour déterminer cette limite, il suffit d'égaliser les valeurs des moments de torsion dans les deux expressions qui fournissent le diamètre, soit en fonction de la charge, soit en fonction de l'angle de torsion.

Dans le premier cas, on a :

$$(226) \quad M' = \frac{RJ}{v} = \frac{R \frac{\pi d^4}{32}}{\frac{d}{2}}$$

Dans le deuxième cas, on a, avec l'hypothèse

$$(227) \quad \frac{\theta}{L} = \frac{1}{400} \frac{2\pi}{360}$$

$$M' = \frac{\pi}{32} G' d^4 \frac{1}{400} \frac{2\pi}{360}$$

d'où l'on tire :

$$(228) \quad R = \frac{\pi G'}{144\,000} d.$$

Si donc le diamètre  $d$  est déterminé pour la condition de l'angle de torsion, la charge variera proportionnellement à ce diamètre.

On voit donc que si l'on admet, pour valeur de  $R$ , 350 kilogrammes par centimètre carré, et si l'on prend pour  $G'$  les valeurs précédemment admises : 700 000 pour le fer et 800 000 pour l'acier, on trouve que pour les diamètres inférieurs à

$$d = 23 \text{ centimètres environ pour le fer}$$

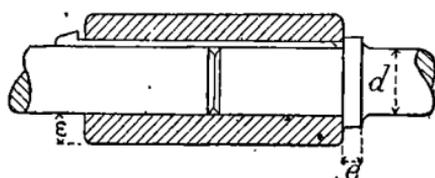
et

$$d = 20 \text{ centimètres environ pour l'acier}$$

il faut se servir de la formule tenant compte de l'angle de torsion, et pour les diamètres supérieurs à ces valeurs, il faut se servir de la formule renfermant la valeur de la charge de torsion.

**98. Tourteaux de jonction ou manchons d'accouplement.** — Dans les lignes d'arbres un peu longues, on est souvent amené à réunir deux bouts d'arbres placés dans le prolongement l'un de l'autre. On emploie dans ce but des manchons d'accouplement.

Fig. 37



Les deux arbres parfaitement appuyés l'un contre l'autre sont enveloppés d'un cylindre métallique avec lequel ils sont clavetés tous deux (*fig. 37*).

L'épaisseur  $\delta$  de ce manchon est, d'après Huguenin, égal à

$$(229) \quad \delta = \frac{1}{3} d + 1$$

$d$  étant le diamètre de l'arbre.

Il est prudent d'appuyer le manchon à une de

ses extrémités contre un collet de l'arbre. L'épaisseur de ce collet

$$(230) \quad e = 0,07d + 0,3.$$

La clavette aura une largeur égale à  $3e$  et une hauteur égale à  $1,5e$ .

L'accouplement peut se faire au moyen de deux plateaux clavetés sur les extrémités des arbres, et maintenues l'un contre l'autre par des boulons dont le nombre varie de deux à six ou est quelquefois donné dans le cas de très petits arbres par

$$(231) \quad n = 2 + 0,3d.$$

La distance des boulons au centre de l'arbre peut d'ailleurs être prise égale à  $1,25 d$  environ.

Ces boulons travaillent au cisaillement. Il est donc facile de calculer leur section.  $P$  désignant la puissance en chevaux transmise par l'arbre, le moment moteur  $m$  est donné par la formule

$$2\pi \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{m}{100} = 75P$$

ou

$$(232) \quad m = \frac{450\,000P}{2\pi N}.$$

La charge  $F$  que supportent les boulons est donc donnée par

$$(233) \quad F \times 1,25d = m.$$

En désignant par  $\delta$ , leur diamètre et par  $R'$ , la charge qu'il supportent au glissement par unité de section, on a :

$$n \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot R' = \frac{m}{1,25d} = \frac{450\,000P}{2\pi N \times 1,25d}$$

d'où

$$(234) \quad \delta = \sqrt{\frac{900\,000}{1,25\pi^2}} \sqrt{\frac{P}{n \cdot R' \cdot N \cdot d}}.$$

Cette expression peut d'ailleurs être simplifiée, puisque la valeur de  $d$  a été trouvée en fonction de  $\frac{P}{N}$  dans les paragraphes précédents. Si l'arbre est en fer et si on peut le calculer par la charge de torsion, on sait que

$$(207) \quad \frac{P}{Nd} = \frac{d^2}{1\,000}$$

on aura donc

$$(235) \quad \delta = 8,54d \sqrt{\frac{1}{nR'}}.$$

On pourra prendre  $R' = 300$  kilogrammes par centimètre carré. Cette charge est choisie à dessein un peu plus faible que celle de l'arbre, pour le

cas où un léger jeu amènerait des chocs sur les boulons. Si l'on prend  $n=3$ , le diamètre des boulons de jonction est donné par

$$\delta = 0,28d.$$

Si, au contraire, le diamètre de l'arbre est tiré de la considération de l'angle de torsion, on a pour un arbre en fer :

$$(236) \quad \delta = 0,0553d \sqrt{\frac{d}{nR'}}.$$

Le calcul de  $\delta$  peut encore se faire au moyen de la formule employée dans la marine :

$$(237) \quad R\delta^2 n = 380 \frac{P}{N},$$

où  $R$  désigne la distance de l'axe des boulons au centre de l'arbre. On peut modifier de bien des façons les accouplements, mais le calcul des boulons de liaison se fera toujours de la même façon.

**99. Manchons de débrayage.** — Si, au lieu de réunir d'une façon absolument fixe les extrémités des bouts d'arbres en contact, on veut pouvoir faire tourner l'un indépendamment de l'autre, on fait alors usage d'un manchon de débrayage. Ce cas se présente quand deux ma-

chines sont attelées l'une derrière l'autre sur le même arbre, ou encore dans une machine à hélice pour permettre à celle-ci de tourner librement lorsque le navire marche à la voile, sans entraîner toute la machine et sans opposer ainsi au mouvement une résistance trop considérable.

Dans ce cas, les deux plateaux en regard à l'extrémité des bouts d'arbres au lieu d'être réunis solidement par des boulons, sont simplement rendus solidaires par des doigts, fixés sur le plateau mobile, et traversant le plateau fixe dans des logements spéciaux. Pour permettre l'introduction ou le retrait facile des doigts, il faut laisser un certain jeu entre les surfaces en contact. Il résulte de cette disposition que les doigts devront travailler sous une charge plus faible que les boulons des manchons d'accouplement, puisqu'ils pourront être soumis à des chocs. Pour diminuer les chances de martelage, on garnit l'intérieur des logements d'un métal moins dur que celui des doigts. On emploie généralement, à cet effet, des garnitures en bronze. Pour diminuer l'encombrement des manchons de débrayage, on peut réduire la distance au centre de l'arbre des doigts ou des soies d'entraînement, et au lieu de la prendre égale à  $1,25 d$ ,

ne lui donner que  $0,75 d$  et ne prendre pour la charge que 200 kilogrammes au lieu de 300 par unité de section.

Le calcul exact de ces organes se ferait d'ailleurs en considérant les doigts comme soumis au glissement et à la flexion. On devrait, dans ce cas, prendre une charge plus considérable que celle que nous indiquons. Le plus simple sera donc de calculer ces organes comme soumis simplement au glissement.

La formule sera donc la même que celle obtenue (234) en remplaçant 1,25 par 0,75 et en faisant  $R_1 = 200$  avec

$$\frac{P}{Nd} = \frac{d^2}{1000}.$$

Il vient ainsi :

$$\delta = \sqrt{\frac{900\ 000}{0,75 \pi^2 \times 200 \times 1000}} \frac{d}{\sqrt{n}}$$

d'où

$$(238) \quad \delta = \frac{0,78}{\sqrt{n}} d.$$

En faisant donc cette formule  $n = 2$  et  $n = 4$ , on obtient pour

$$\begin{array}{ll} n = 2 & \delta = 0,55 d \\ n = 4 & \delta = 0,39 d \end{array}$$

Dans les mêmes conditions, la formule de la marine donnerait

$$\begin{array}{ll} \text{pour } n = 2 & \delta = 0,578 d \\ \text{pour } n = 4 & \delta = 0,408 d \end{array}$$

Cette formule est, en désignant par R la distance de l'axe des doigts au centre de l'arbre :

$$(239) \quad R \delta^2 n = 500 \frac{P}{N}.$$

Les deux formules donnent donc sensiblement les mêmes résultats.

La charge de 200 kilogrammes par centimètre carré choisie pour notre calcul est une bonne valeur moyenne. Il résulte de l'examen d'un certain nombre de machines, que cette charge atteint quelquefois 300 kilogrammes.

Nous croyons prudent de ne pas aller jusqu'à cette valeur à cause du martelage qui peut se produire dans le mouvement.

**100. Paliers de l'arbre.** — On doit commencer par calculer la longueur totale des paliers de l'arbre de couche. On peut pour cela employer la formule donnée par M. Widmann pour les machines marines. En désignant par L, la longueur totale des paliers, et par V, la vitesse moyenne

du piston en centimètres par seconde, il faut que l'on ait

$$(240) \left\{ \begin{array}{l} \frac{P}{V} \cdot \frac{N}{L} \leq 2 \text{ pour la marche normale} \\ \text{et} \\ \frac{P}{V} \cdot \frac{N}{L} \leq 3 \text{ pour la marche à outrance.} \end{array} \right.$$

La longueur totale des paliers étant ainsi fixée, on les répartit dans la machine de façon que le coefficient d'usure ne dépasse pas une certaine valeur pour une manivelle donnée, et que la charge à la flexion ne soit pas supérieure à une limite déterminée.

En désignant par  $l$ , la longueur du plus court des paliers comprenant une manivelle; par  $v$ , la vitesse circonférentielle de l'arbre; par  $F$ , la charge maxima sur le piston correspondant, le coefficient d'usure est

$$(241) \quad \gamma = \frac{F.v}{2.l.d}.$$

Mais

$$(242) \quad v = \pi d \frac{N}{60},$$

donc

$$(243) \quad \gamma = \frac{\pi}{120} \frac{FN}{l}.$$

La valeur de  $\gamma$  peut être prise égale à 1 500

pour la marche normale et 2 000 pour la marche à outrance. On voit que ce calcul suppose que la moitié de la charge totale d'un des cylindres est appliquée au palier le plus court. On se trouve donc dans d'excellentes conditions. La longueur des divers paliers compris entre les diverses manivelles s'obtiendra donc ainsi très facilement ; quant aux autres, on les distribuera sur la longueur de la ligne d'arbres à des distances telles que la flexion de l'arbre soit toujours négligeable.

**101. Remarque générale sur les dimensions des surfaces frottantes.** — Les causes principales qui produisent l'allération des coussinets proviennent des martelages à bout de course et du travail continu de frottement.

On admet que, pour les paliers, la pression par centimètre carré sur le plan diamétral ne doit pas dépasser 100 kilogrammes, ce qui nous fournit la règle bien simple suivante pour un palier de longueur  $l$  et de diamètre  $d$  soumis à un effort  $F$

$$(244) \quad \frac{F}{ld} < 100.$$

Indépendamment de toute autre considération,

cette formule permet de calculer la longueur d'un palier si son diamètre est connu.

Cette règle peut être naturellement modifiée et le nombre 100 diminué, si la vitesse devient très grande et se trouve trop en dehors des valeurs admises.

#### 102. Diamètre des boulons des paliers.

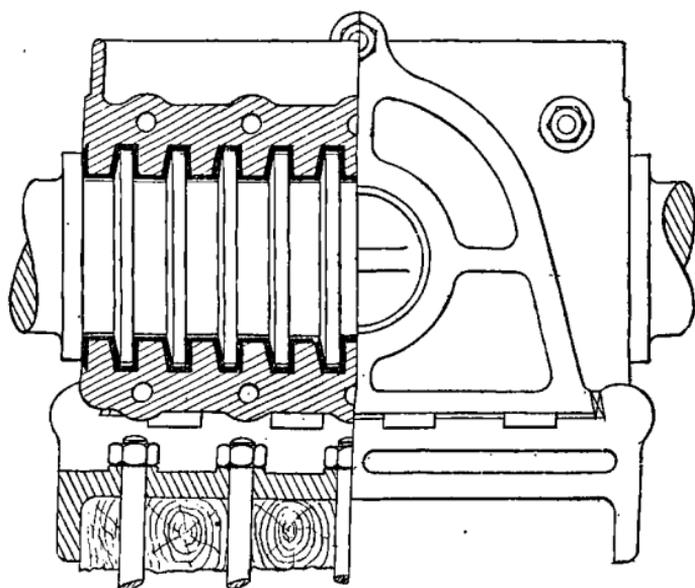
— L'application des règles énoncées au sujet des paliers de tête et de pied de bielle suffit à traiter ce cas. On fera travailler les boulons dans la section réduite par le filetage à une charge de 150 à 200 kilogrammes par centimètre carré. Les boulons doivent toujours être disposés de façon à résister à la traction pour le plus grand effort qui doit se produire. Le plan de séparation des deux parties du coussinet doit donc être normal à cette direction du plus grand effort. Cette remarque a surtout de l'importance dans le cas de machines inclinées.

**103. Chapeaux des paliers.** — En appliquant les mêmes formules que précédemment, et en supposant les chapeaux encastrés sur leurs bords, on pourra les faire travailler dans la section la plus chargée à environ 400 kilogrammes par centimètre carré.

**104. Palier de butée.** — La butée de l'arbre présente une disposition particulière (*fig.* 38);

elle est composée d'une série d'anneaux travaillés sur l'arbre et présentant bien tous les mêmes dimensions. Ces anneaux s'appuient sur un palier spécial et empêchent ainsi la poussée de l'hélice de se transmettre jusqu'à la machine et d'y occasionner des avaries. Le palier de butée

Fig. 38



doit donc être solidement fixé. On le munit quelquefois de tourillons, de manière à lui permettre de suivre un peu les dénivellations que peut subir le bâtiment. En désignant par  $P$ , la puissance en chevaux de la machine ; par  $d$ , le

diamètre moyen des anneaux et par  $S$ , leur surface de portage, on peut écrire

$$(245) \left\{ \begin{array}{l} \frac{P \cdot d}{S} < 20 \text{ pour la marche normale} \\ < 30 \text{ pour la marche à outrance.} \end{array} \right.$$

**105. Arbre des tiroirs.** — En désignant par  $C$ , la course des tiroirs ; par  $p$ , la pression par unité de surface qu'ils supportent, et par  $S$ , leur surface, le moment total auquel ils doivent résister est représenté par

$$\Sigma C \cdot p \cdot S = M.$$

On détermine le diamètre  $d$  de l'arbre des tiroirs dans la marine, en écrivant :

$$(246) \quad d = 0,22 \sqrt[3]{M}.$$

Si la machine comporte des tiroirs de détente, on posera

$$\Sigma C \cdot p \cdot S + 0,25 \Sigma C' \cdot p \cdot S' = M'$$

en désignant par  $C'$  et  $S'$  la course et la surface de ces tiroirs et la valeur de  $d$  sera donnée par

$$(247) \quad d = 0,22 \sqrt[3]{M'}.$$

Si l'on connaît exactement le coefficient

de frottement des tiroirs sur leur glace, il serait facile de déterminer exactement le moment de torsion auquel leurs arbres sont soumis, et on pourrait, en ayant soin de tenir compte des forces d'inertie, calculer exactement le diamètre de ces arbres.

En l'absence de renseignements précis sur ce coefficient, on doit se contenter de la formule empirique indiquée plus haut.

**106. Engrenage d'entraînement de l'arbre des tiroirs.** — En désignant par  $R$ , le rayon du cercle primitif des roues d'engrenage égales ; par  $b$ , l'épaisseur des dents sur la circonférence primitive ; par  $a$ , la longueur des dents, on peut déterminer les dimensions des dents si elles sont en cormier par la formule

$$(248) \quad Rab^2 = 0,07M.$$

TABLEAU I

Noms des Bâtimens	Pression de régime en kilog. par centim. carré	Diamètre intérieur de la chemise, D centim.	Épaisseur réelle de la chemise, $\delta$ , centimèt.	Épaisseur calculée par la formule (4)
<i>Colbert</i> . . . . .	2,25	210	5,0	4,10
<i>Redoutable</i> . . . . .	2,25	138	3,8	3,38
<i>Amiral-Baudin</i> . . . . .	4,25	155	4,0	3,55
<i>Amiral-Duperré</i> . . . . .	4,13	155	4,0	3,55
<i>Amiral-Courbet</i> . . . . .	4,13	154	3,6	3,54
<i>Terrible</i> . . . . .	4,13	140	3,2	3,40
<i>Formidable</i> . . . . .	4,25	157	3,5	3,57
<i>Requin</i> . . . . .	4,15	140	3,5	3,40
<i>Hoche</i> . . . . .	6,00	114	4,0	3,14
<i>Marceau</i> . . . . .	6,00	158	3,5	3,58
<i>Vauban</i> . . . . .	4,13	128	3,0	3,28
<i>Bayard</i> . . . . .	4,13	128	3,0	3,28
<i>Tonnant</i> . . . . .	4,13	136	3,0	3,36
<i>Tréhouart</i> . . . . .	12,00	82	3,0	2,82
<i>Tage</i> . . . . .	8,50	109	3,0	3,09
<i>Sfax</i> . . . . .	6,20	108	3,5	3,08
<i>Cécille</i> . . . . .	6,25	100	3,3	3,00
<i>Surcouf</i> . . . . .	7,00	93,5	3,5	2,935
<i>Duquesne</i> . . . . .	2,25	165	4,0	3,65
<i>Tourville</i> . . . . .	2,25	142	4,0	3,42
<i>Duguay-Trouin</i> . . . . .	2,25	125	3,0	3,25

TABLEAU I

Epaisseur calculée par la formule (5)	Epaisseur calculée par la formule proposée, $\delta$ centimètres	Différence $\delta_1 - \delta = \Delta$ centimètres	Charge réelle, $R_1$ kilog. par centimètre carré	Charge calculée par la formule proposée, $R$ kilog. par centim. carré	Différence $R_1 - R = \Delta_1$ kilog.
3,06 à 3,71	3,1	+ 1,9	47,20	77,20	- 30
2,44 3,09	2,55	+ 1,25	41,00	61,00	- 20
3,77 4,42	3,4	+ 0,6	82,40	95,90	- 13,5
3,70 4,35	3,4	+ 0,6	80,00	94,00	- 14
3,68 4,33	3,4	+ 0,2	88,30	93,60	- 5,3
3,46 4,11	3,3	- 0,1	90,30	87,80	+ 2,5
3,80 4,45	3,45	+ 0,05	95,30	96,70	- 1,4
3,47 4,12	3,3	+ 0,2	83,00	88,10	- 5,1
3,87 4,52	3,48	+ 0,52	85,50	98,40	- 12,9
4,88 5,53	3,8	+ 0,2	118,50	124,80	- 6,3
3,27 3,92	3,2	+ 0,3	75,60	82,90	- 7,3
3,27 3,92	3,2	- 0,2	88,20	82,90	+ 5,3
3,40 4,05	3,26	- 0,26	93,70	86,20	+ 7,5
5,02 5,67	3,83	- 0,83	164,00	128,40	+ 35,6
4,80 5,45	3,77	- 0,77	154,30	122,60	+ 31,7
3,81 4,46	3,45	+ 0,05	95,70	97,00	- 1,3
3,64 4,29	3,37	- 0,07	94,70	92,50	+ 2,2
3,76 4,41	3,43	+ 0,07	93,60	95,50	- 1,9
2,67 3,32	2,76	+ 1,24	46,40	67,10	- 20,7
2,47 3,12	2,60	+ 1,4	40,00	62,00	- 22,0
2,33 2,98	2,42	+ 0,58	46,80	58,10	- 11,3

TABLEAU I (suite)

Noms des Bâtimens	Pression de régime en kilog. par centim. carré	Diamètre intérieur de la chemise, D centim.	Epaisseur réelle de la chemise, $\delta_1$ centimèt.	Epaisseur calculée par la formule (4)
<i>Rigault-de-Genouilly.</i>	4,13	90	3 0	2,90
<i>Aréthuse . . . . .</i>	4,13	161	4,0	3,61
<i>Dubourdieu . . . . .</i>	4,13	140	3,2	3,40
<i>Villars . . . . .</i>	4,13	150	3,85	3,50
<i>Lapérouse . . . . .</i>	4,13	138	3,4	3,38
<i>Chasseur . . . . .</i>	4,25	96	3,0	2,96
<i>Aspic . . . . .</i>	4,15	75	3,0	2,75
<i>Vigilant . . . . .</i>	4,25	87	2,85	2,87
<i>Ardent . . . . .</i>	4,25	80	2,4	2,80
<i>Pluvier . . . . .</i>	4,25	80	2,5	2,80
<i>Volage . . . . .</i>	4,25	60	2,5	2,60
<i>Chimère . . . . .</i>	4,25	32	2,0	2,32
<i>Cigale . . . . .</i>	4,13	43	2,0	2,43
<i>Gabès . . . . .</i>	4,15	50,5	2,0	2,505
<i>Mitraille . . . . .</i>	7,00	52	2,5	2,52
<i>Meurthe . . . . .</i>	6,00	64,5	2,75	2,645
<i>Ibis . . . . .</i>	6,20	48,0	2,0	2,48
<i>Tonquin . . . . .</i>	4,13	140,0	4,0	3,40
<i>Annamite . . . . .</i>	4,00	140	3,6	3,40
<i>Magellan . . . . .</i>	4,13	96	3,5	2,96
<i>Seudre . . . . .</i>	2,25	110	3,0	3,10

TABLEAU I (suite)

Épaisseur calculée par la formule (5)	Épaisseur calculée par la formule proposée, $\delta$ centimètres	Différence $\delta_1 + \delta = \Delta$ centimètres	Charge réelle $R_1$ kilog. par centimètre carré	Charge calculée par la formule proposée, $R$ kilog. par centim. carré	Différence $R_1 - R = \Delta_1$ kilog.
2,67 à 3,32	2,77	+ 0,23	62,00	67,20	- 5,2
3,80 4,45	3,44	+ 0,56	83,10	96,50	- 13,4
3,46 4,11	3,29	- 0,09	90,30	87,80	+ 2,5
3,62 4,27	3,37	+ 0,48	80,50	92,00	- 11,5
3,43 4,08	3,28	+ 0,12	83,80	87,09	- 3,2
2,81 3,46	2,88	+ 0,12	68,00	70,80	- 2,8
2,44 3,09	2,54	+ 0,46	51,80	61,10	- 9,3
2,67 3,32	2,76	+ 0,09	65,00	67,00	- 2,0
2,55 3,20	2,65	- 0,25	70,80	64,00	+ 6,8
2,55 3,20	2,65	- 0,15	68,00	64,00	+ 4,0
2,23 2,88	2,30	+ 0,20	51,00	55,50	- 4,5
1,77 2,42	1,6	+ 0,40	34,00	43,60	- 9,6
1,93 2,58	1,86	+ 0,14	44,50	47,80	- 3,3
1,05 1,70	2,06	- 0,06	52,50	51,00	+ 1,5
2,64 3,29	2,74	- 0,24	72,80	66,40	+ 6,4
2,73 3,38	2,80	- 0,05	70,40	68,70	+ 1,7
2,39 3,04	2,50	- 0,50	74,50	59,80	+ 14,7
3,46 4,11	3,3	+ 0,70	72,20	87,80	- 15,6
3,39 4,04	3,25	+ 0,35	77,80	86,00	- 8,2
2,77 3,42	2,85	+ 0,65	56,60	69,60	- 13,0
2,20 4,85	2,26	+ 0,74	41,20	54,70	- 13,5

TABLEAU II

Noms des Bâtimens	Diamètre intérieur de la chemise du dernier cylindre de détente	Epaisseur réelle de la chemise $\delta$	Epaisseur calculée par la formule de Reuleaux $\delta_1 = 2 + \frac{D}{100}$	Epaisseur calculée par la formule de la Marine $\delta_2 = 1,7 + 0,012D$
<i>Colbert</i> . . . . .	210	5,0	4,10	4,22
<i>Redoutable</i> . . . . .	216	4,5	4,16	4,29
<i>Amiral-Baudin</i> . . . . .	200	3,5	4,00	4,10
<i>Amiral-Duperré</i> . . . . .	200	4,0	4,00	4,10
<i>Amiral-Courbet</i> . . . . .	195	3,8	3,95	4,04
<i>Terrible</i> . . . . .	170	3,4	3,70	3,74
<i>Formidable</i> . . . . .	202	3,6	4,02	4,12
<i>Requin</i> . . . . .	170	3,5	3,70	3,74
<i>Hoche</i> . . . . .	198	4,0	3,98	4,08
<i>Marceau</i> . . . . .	202	4,0	4,02	4,12
<i>Vauban</i> . . . . .	160	3,0	3,60	3,62
<i>Bayard</i> . . . . .	158	3,2	3,58	3,60
<i>Tonnant</i> . . . . .	136	3,0	3,36	3,33
<i>Tréhouart</i> . . . . .	192	3,5	3,92	4,00
<i>Tage</i> . . . . .	255	4,7	4,55	4,76
<i>Sfax</i> . . . . .	200	4,0	4,00	4,10
<i>Cécille</i> . . . . .	184	3,3	3,84	3,91
<i>Surcouf</i> . . . . .	187	4,0	3,87	3,94
<i>Duquesne</i> . . . . .	230	4,5	4,30	4,46
<i>Tourville</i> . . . . .	205	4,0	4,05	4,16
<i>Duguay-Trouin</i> . . . . .	174	3,0	3,74	3,79

T ABLEAU II

Épaisseur calculée d'a- près la formule proposée $\delta_3 = 2 + 0,000045D^2$	Différence $\delta - \delta_3$	Épaisseur calculée par la formule $\delta = 0,2D + \begin{matrix} 1,25 \\ 1,90 \end{matrix}$	Épaisseur calculée par la formule $\delta = \begin{matrix} 1,00 \\ 1,32 \end{matrix} + 0,016D$
3,98	+ 1,02	5,45 à 6,10	4,36 à 4,88
4,10	+ 0,40	5,57 6,22	4,46 4,98
3,80	- 0,30	5,25 5,90	4,20 4,72
3,80	+ 0,20	5,25 5,90	4,20 4,72
3,71	+ 0,09	5,15 5,80	4,12 4,64
3,30	+ 0,10	4,65 5,30	3,72 4,24
3,84	- 0,24	5,29 5,94	4,23 4,75
3,30	+ 0,20	4,65 5,30	3,72 4,24
3,76	+ 0,24	5,21 5,86	4,17 4,69
3,84	+ 0,16	5,29 5,94	4,23 4,75
3,15	- 0,15	4,45 5,10	3,56 4,08
3,12	+ 0,08	4,41 5,06	3,53 4,05
2,83	+ 0,17	3,97 4,62	3,18 3,70
3,66	- 0,16	5,09 5,74	4,07 4,59
4,93	- 0,23	6,35 7,00	5,08 5,60
3,80	+ 0,20	5,25 5,90	4,20 4,72
3,52	- 0,22	4,93 5,58	3,94 4,46
3,57	+ 0,43	4,99 5,64	3,99 4,51
4,38	+ 0,12	5,85 6,50	4,68 5,20
3,89	+ 0,11	5,35 6,00	4,28 4,80
3,36	- 0,36	4,73 5,38	3,78 4,30

TABLEAU II (suite)

Noms des Bâtimens	Diamètre intérieur de la chemise du dernier cylindre de détente	Epaisseur réelle de la chemise $\delta$	Epaisseur calculée par la formule de Reuleaux $\delta_1 = 2 + \frac{D}{100}$	Epaisseur calculée par la formule de la Marine $\delta_2 = 1,7 + 0,012D$
<i>Rigault-de-Genouilly.</i>	136	3,0	3,36	3,33
<i>Aréthuse . . . . .</i>	161	3,25	3,61	3,63
<i>Dubourdieu . . . . .</i>	174	3,4	3,74	3,79
<i>Villars . . . . .</i>	160	3,2	3,60	3,62
<i>Lapérouse . . . . .</i>	170	3,6	3,70	3,74
<i>Aspic . . . . .</i>	120	2,5	3,20	3,14
<i>Vigilant . . . . .</i>	143	2,5	3,43	3,42
<i>Ardent . . . . .</i>	132	2,4	3,32	3,28
<i>Pluvier . . . . .</i>	130	2,5	3,30	3,26
<i>Volage . . . . .</i>	100	2,5	3,00	2,90
<i>Chimère . . . . .</i>	75	2,5	2,75	2,60
<i>Cigale . . . . .</i>	77	2,0	2,77	2,62
<i>Gabès . . . . .</i>	101	2,5	3,01	2,91
<i>Mitraille . . . . .</i>	74	2,5	2,74	2,59
<i>Meurthe . . . . .</i>	123,5	2,75	3,23	3,18
<i>Ibis . . . . .</i>	93	2,5	2,93	2,82
<i>Tonquin . . . . .</i>	186	4,0	3,86	3,93
<i>Annamite . . . . .</i>	186	3,8	3,86	3,93
<i>Magellan . . . . .</i>	166	3,5	3,66	3,69
<i>Seudre . . . . .</i>	110	3,0	3,10	3,02

TABLEAU II (suite)

Épaisseur calculée d'a- près la formule proposée $\delta_3 = 2 + 0,000045D^2$	Différence $\delta - \delta_3$	Épaisseur calculée par la formule $\delta = 0,2D +$ $1,25$ $1,90$	Épaisseur calculée par la formule $\delta = 0,016D +$ $1,00$ $1,52$
2,83	+ 0,17	3,97 à 4,62	3,18 à 3,70
3,17	+ 0,08	4,47 5,12	3,58 4,10
3,36	+ 0,04	4,73 5,38	3,78 4,30
3,15	+ 0,05	4,45 5,10	3,56 4,08
3,30	+ 0,30	4,65 5,30	3,72 4,24
2,65	- 0,15	3,65 4,30	2,92 3,44
2,92	- 0,42	4,11 4,76	3,29 3,81
2,78	- 0,38	3,89 4,54	3,11 3,63
2,76	- 0,26	3,85 4,50	3,08 3,60
2,45	+ 0,05	3,25 3,90	2,60 3,12
2,25	+ 0,25	2,75 3,40	2,20 2,72
2,27	- 0,27	2,79 3,44	2,23 2,75
2,46	+ 0,04	3,27 3,92	2,62 3,14
2,25	+ 0,25	2,73 3,38	2,18 2,70
2,69	+ 0,06	3,72 4,37	2,98 3,50
2,39	+ 0,11	3,11 3,76	2,49 3,01
3,56	+ 0,44	4,97 5,62	3,98 4,50
3,56	+ 0,24	4,97 5,62	3,98 4,50
3,24	+ 0,26	4,57 5,22	3,66 4,18
2,54	+ 0,46	3,45 4,10	2,76 3,28

IRIS - LILLIAD - Université Lille 1

# TABLE DES MATIÈRES

## CHAPITRE PREMIER

### *Cylindres à vapeur. Bâtis*

	Pages
Rôle et disposition des cylindres à vapeur . . .	5
Méthode suivie dans ce traité pour l'établissement des diverses formules . . . . .	11
Remarques générales sur la détermination des épaisseurs aux différents points d'une pièce de fonderie . . . . .	12
Notations employées dans les formules sur l'épaisseur des cylindres . . . . .	13
Cas d'une capacité cylindrique parfaite dont les parois ont une faible épaisseur . . . . .	14
Formule de Reuleaux . . . . .	15
// d'Unwin. . . . .	17
// d'Huguenin . . . . .	18
// de la Marine Française . . . . .	18
Chemise du cylindre d'admission . . . . .	20
Formule de M. Widmann. . . . .	21
Recherche d'une formule nouvelle pour le calcul de l'épaisseur de la chemise des cylindres d'admission . . . . .	23

	Pages
Formule proposée . . . . .	24
Remarque sur la partie constante des diverses formules . . . . .	27
Épaisseur de l'enveloppe . . . . .	28
Distance entre la chemise et l'enveloppe ou es- pace de réchauffage . . . . .	30
Cylindres de détente. . . . .	30
Choix de la valeur de $p$ suivant le cylindre . .	31
Épaisseur du dernier cylindre de détente . . .	33
Formule proposée . . . . .	35
"    de M. Widmann. . . . .	36
Enveloppe du dernier cylindre de détente . .	37
Épaisseur des cylindres intermédiaires . . . .	38
Fonds et couvercles en fonte . . . . .	39
Nombre et diamètre des boulons de jonction . .	42
Fonds en acier moulé . . . . .	45
Calcul de l'épaisseur des fonds. . . . .	46
Bâtis . . . . .	49

## CHAPITRE II

*Boîtes à tiroir. Tiroirs. Pistons*

Pârois des boîtes à tiroir . . . . .	51
Résistance d'une plaque plane rectangulaire . .	53
Boîtes à tiroir cylindriques . . . . .	56
Glace . . . . .	56
Tiroirs à coquille. . . . .	57
Compensateurs. . . . .	59
Tiroirs cylindriques. . . . .	62

## TABLE DES MATIÈRES

221

	Pages
Tiroirs en D . . . . .	63
Pistons . . . . .	63
Pistons en fonte . . . . .	64
Dimensions des pistons en fonte. Formule de la Marine. . . . .	66
Formule de Uhland . . . . .	67
"    d'Unwin. . . . .	67
Pistons en fer forgé. . . . .	70
"    en acier . . . . .	72
Détermination de la charge aux différents points d'un piston plan . . . . .	74
Transformation des formules précédentes dans le cas des pistons en fonte . . . . .	76
Rôle des cloisons radiales. . . . .	80
Remarque sur les pistons en fer et en acier . .	81

## CHAPITRE III

*Bagues de piston. Presse-étoupes*

Bagues de piston . . . . .	83
Théorie de la flexion des bagues d'inégale épais- seur. . . . .	85
Mode d'exécution des bagues d'inégale épaisseur.	89
Règle d'Unwin pour les bagues en fonte . . .	92
Détermination du coefficient d'élasticité à em- ployer pour le calcul des bagues . . . . .	94
Vérification expérimentale des formules précé- dentes . . . . .	102
Théorie des bagues d'épaisseur uniforme . . .	104
Vérification approximative des formules rela- tives aux bagues d'égale épaisseur. . . . .	107

	Pages
Calcul exact du coefficient d'élasticité de l'acier d'une bague non homogène mais d'égale épais- seur. . . . .	110
Presse-étoupes . . . . .	114

## CHAPITRE IV

*Tiges de pistons et de tiroirs. Traverses. Glissières*

Tiges de pistons . . . . .	117
Formules théoriques de calcul des tiges. Tiges courtes. . . . .	118
Tiges longues . . . . .	119
Formules d'Indret . . . . .	123
//    d'Unwin . . . . .	124
//    de Uhland. . . . .	125
Considérations sur les formules précédentes . . . . .	126
Emmanchement des tiges de piston . . . . .	127
Nombre de tiges . . . . .	130
Tiges creuses . . . . .	131
Contre-tiges. . . . .	131
Tiges de tiroirs . . . . .	132
Traverses . . . . .	135
Traverses des machines à bielles renversées . . . . .	136
Traverses des machines à connexion directe . . . . .	139
Patins de glissière . . . . .	140
Glissières . . . . .	143

## CHAPITRE V

*Bielles*

	Pages
Bielles. . . . .	146
Formules d'Huguenin . . . . .	147
Remarque relative aux bielles de section rectangulaire . . . . .	150
Formule de la Marine . . . . .	156
Formules d'Unwin . . . . .	156
Augmentation de charge produite par la flexion due à l'inertie. Bielles à section circulaire . .	160
Remarque sur le coefficient $K_1$ . . . . .	138
Augmentation de charge produite par la flexion due à l'inertie. Bielles à section rectangulaire.	171
Application de la formule précédente . . . . .	174
Formes et dimensions du pied de bielle. . . . .	175
Dimensions des chapeaux . . . . .	178
Boulons du chapeau. . . . .	180
Formes et dimensions des têtes de bielles . . .	181
Remarque sur les charges employées dans le calcul des chapeaux . . . . .	183
Épaisseur des coussinets . . . . .	184
Remarques sur ce chapitre et le précédent . .	184

## CHAPITRE VI

*Arbres à manivelle. Paliers*

Arbres à manivelle . . . . .	185
Soie et bras de la manivelle . . . . .	186
Arbres pleins pour les machines marines . . .	188

	Pages
Arbres creux . . . . .	189
Formules d'Huguenin . . . . .	191
Calcul des arbres d'après l'angle de torsion . .	193
Limite à partir de laquelle il convient d'appli- quer l'une ou l'autre des formules pour le calcul des arbres . . . . .	195
Tourteaux de jonction ou manchons d'accouple- ment . . . . .	197
Manchons de débrayage . . . . .	200
Paliers de l'arbre . . . . .	203
Remarque générale sur les dimensions des sur- faces frottantes . . . . .	205
Diamètre des boulons des paliers . . . . .	206
Chapeaux des paliers . . . . .	206
Palier de butée . . . . .	206
Arbres des tiroirs . . . . .	208
Engrenage d'entraînement de l'arbre des tiroirs .	209
TABLEAU I . . . . .	210
TABLEAU II . . . . .	214

TABLEAU DES PUBLICATIONS PÉRIODIQUES

PÉRIODICITÉ		Paris.	Dép.	Etr.
<i>Mensuel.</i>	<b>Annales</b> agronomiques . . . . .	18 »	18 »	21 »
—	— de Chimie et de Physique.	30 »	34 »	63 »
—	— de Dermatologie et de Syphiligraphie . . . . .	30 »	32 »	32 »
—	— de l'Institut Pasteur . . . . .	18 »	20 »	20 »
—	— des Maladies de l'Oreille et du Larynx . . . . .	12 »	14 »	15 «
<i>Tous les 2 mois.</i>	— Médico-Psychologiques . . . . .	20 »	23 »	25 »
<i>Mensuel.</i>	— des Sciences naturelles (Zoologie—Botanique):	30 »	32 »	32 »
—	— l'Antropologie . . . . .	25 »	27 »	28 »
<i>Tous les 2 mois.</i>	<b>Archives</b> de l'Antropologie criminelle . . . . .	20 »	20 «	23 »
—	— de Médecine expérimentale . . . . .	24 »	25 »	26 »
<i>Trimestriel.</i>	— de Physiologie normale et pathologique . . . . .	24 »	25 »	26 «
<i>Semestriel.</i>	— du Muséum d'Histoire naturelle . . . . .	40 »	40 »	40 »
<i>Hebdomadaire.</i>	Bulletin hebdomadaire de statistique municipale . . . . .	6 »	9 »	9 »
—	Gazette hebdomadaire de Médecine et de Chirurgie . . . . .	24 »	24 »	24 »
<i>2 fois par semaine.</i>	Journal de l'Agriculture . . . . .	20 »	20 »	22 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de Pharmacie et de Chimie.	15 »	15 »	17 »
—	Revue Neurologique . . . . .	25 »	25 »	27 »
<i>Hebdomadaire.</i>	Le Mercredi médical . . . . .	6 »	6 »	6 »
—	La "Nature" de Gaston Tissandier . . . . .	20 »	25 »	26 »
<i>Mensuel.</i>	<b>Revue</b> d'Hygiène et de Police sanitaire . . . . .	20 »	22 »	23 »
—	— générale d'Ophthalmologie . . . . .	20 »	22 »	22 50
<i>Trimestriel.</i>	— des Sciences médicales . . . . .	30 »	33 «	34 «
<i>Tous les 2 mois</i>	— d'Orthopédie . . . . .	12 »	14 »	15 »
<i>Trimestriel.</i>	— de l'Aéronautique . . . . .	8 »	8 »	10 »
<b>SOCIÉTÉS SAVANTES</b>				
<i>Hebdomadaire.</i>	<b>Bulletin</b> de l'Académie de Médecine . . . . .	15 »	18 »	20 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de la Société Chimique . . . . .	25 »	26 »	27 »
<i>Mensuel.</i>	— de la Société de Chirurgie . . . . .	18 »	20 »	22 »
<i>2 fois par mois.</i>	— de la Société Médicale des hôpitaux . . . . .	12 »	12 »	15 »
<i>Trimestriel.</i>	— de la Soc. d'Anthropologie . . . . .	10 »	12 »	13 »
<i>Hebdomadaire.</i>	— de la Société de Biologie . . . . .	15 »	15 »	17 »
<i>Mensuel.</i>	— de la Société de Dermatologie . . . . .	12 «	12 »	14 »
—	— de l'Union des Femmes de France . . . . .	3 50	3 50	4

~~~~~  
**TRAITÉ DE MÉDECINE**

Publié sous la direction de MM. CHANCOT et BOUCHARD, membres de l'Institut et professeurs à la Faculté de médecine de Paris, et BRISSAUD, professeur agrégé, par MM. BABINSKI, BALET, BLOQ, BRAULT, CHANTEMESSE, CHARRIN, CHAUFFARD, COURTOIS-SUFFIT, GILBERT, GUINON, LE GENDRE, HALLION, MARFAN, MARIE, MATHIEU, NETTER, OETTINGER, ANDRÉ PETIT, RICHARDIÈRE, ROGER, RUULT, THIBERGE, L.-H. TROINOT, FERNAND WIDAL. 6 vol. in-8. avec figures (5 vol. publiés au 1<sup>er</sup> août 1893). Prix de ces 5 vol. **102 fr.**

Cet ouvrage sera complété par la publication d'un tome sixième et dernier.

**TRAITÉ DE CHIRURGIE**

Publié sous la direction de MM. Simon DUPLAY, professeur de clinique chirurgicale à la Faculté de médecine de Paris, et Paul RECLUS, professeur agrégé, par MM. BERGER, BROCA, Pierre DELBET, DELENS, GÉRARD-MARCHANT, FORGUE, HARTMANN, HEYDENREICH, JALAGUIER, KIRMISSON, LAGRANGE, LEJARS, MICHAUX, NÉLATON, PEYROT, PONCET, POTHERAT, QUÉNU, RICARD, SEGOND, TUFFIER, WALTHER. 8 forts volumes in-8, avec nombreuses figures . . . . . **150 fr.**

**ÉTUDES ANATOMO-PATHOLOGIQUES. L'INFLAMMATION**

Par le Dr Maurice LETULLE, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris, médecin de l'Hôpital Saint-Antoine, 1 vol. in-8, avec 21 figures dans le texte et 12 planches en chromolithographie hors texte . . . . . **20 fr.**

**PRÉCIS D'OBSTÉTRIQUE**

Par MM. A. RIBEMONT-DESSAIGNES, agrégé de la Faculté de médecine, accoucheur de l'hôpital Beaujon, et G. LEPAGE, chef de clinique obstétricale à la Faculté de médecine. 1 vol. in-8 avec figures dans le texte, dessinées par M. RIBEMONT-DESSAIGNES. **30 fr.**

**MANUEL DE DIAGNOSTIC & D'EXPLORATION CLINIQUE**

Par P. SPILLMANN, professeur de clinique médicale à la Faculté de médecine de Nancy, et P. HAUSHALTER, professeur agrégé, 3<sup>e</sup> édition, entièrement refondue, avec 89 figures dans le texte, 1 vol. in-18 diamant. Cartonné à l'anglaise, tranches rouges. . . . . **6 fr.**

**Leçons de thérapeutique**, par le Dr Georges HAYEM, professeur à la Faculté de médecine de Paris, Membre de l'Académie de médecine.

Les 4 premiers volumes des leçons de thérapeutique comprennent l'ensemble des *Médications* et sont ainsi divisés :

*Première série.* — Médications. — Médication désinfectante. — Médication sébénique. — Médication antipyrétique. — Médication antiphlogistique. . . . . 8 fr.

*Deuxième série.* — De l'action médicamenteuse. — Médication antihydropique. — Médication hémostatique. — Médication reconstituante. — Médication de l'anémie. — Médication du diabète sucré. — Médication de l'obésité. — Méd. de la douleur. 8 fr.

*Troisième série.* — Médication de la douleur (suite). — Médication hypnotique. — Médication stupéfiante. — Médication antispasmodique. — Médication excitatrice de la sensibilité. — Médication hyperinétique. — Médication de la kinésirataxie cardiaque. — Médication de l'asystolie. — Médication de l'ataxie et de la neurasthénie cardiaque 8 fr.

*Quatrième série.* — Médication antidyspeptique. — Médication antidyspnéique. — Médication de la toux. — Médication expectorante. — Médication de l'albuminurie. — Médication de l'urémie. — Médication antisudorale . . . . . 12 fr.

**Les Agents physiques** : agents thermiques, électricité, modifications de la pression atmosphérique, climats et eaux minérales, 1 volume in-8° avec nombreuses figures dans le texte et une carte des eaux minérales et des stations climatiques . . . . . 12 fr.

**Traité de thérapeutique chirurgicale**, par Em. FORGUE, professeur d'opérations et appareils à la Faculté de médecine de Montpellier et P. RECLUS, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris. 2 volumes grand in-8 avec 368 figures. . . . . 32 fr.

**Anatomie du cerveau de l'homme**, morphologie des hémisphères cérébraux ou cerveau proprement dit, texte et figures par E. BRISSAUD, agrégé, médecin de l'hôpital Saint-Antoine. Cet ouvrage comprend un atlas grand in-4° de 43 planches gravées sur cuivre, et un volume in-8° de 580 pages, avec plus de 200 figures schématiques dans le texte. L'atlas et le texte sont reliés en toile anglaise. Prix des deux volumes . . . . . 80 fr.

**Recherches sur les centres nerveux**, alcoolisme, folie des héréditaires dégénérés, paralysie générale, médecine légale, par le Dr V. MAGNAN, médecin de l'Asile clinique (Sainte-Anne), membre de l'Académie de Médecine, deuxième série, avec 6 planches hors texte, 1 graphique en chromolithographie et 27 figures dans le texte. Prix du volume . . . . . 12 fr.

**L'Hydrothérapie dans les maladies chroniques et les maladies nerveuses**, par les Drs BENI-BARDE et MATERNE, médecins de l'établissement hydrothérapique de la rue Miromesnil (Paris). 1 vol. grand in-8. . . . . 8 fr.

**Maladies infectieuses et parasitaires des os**, par le Dr GANGOLPHE, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Lyon. 1 vol. in-8 avec 99 figures . . . . . 16 fr.

**Précis de Microbie. Technique et Microbes pathogènes**, par le Dr L.-H. THOINOT, auditeur au comité consultatif d'hygiène de France et E.-J. MASSELIN, médecin-vétérinaire. *Ouvrage couronné par la Faculté de Médecine (Prix Jeunesse)*. Seconde édition, revue et augmentée avec 89 figures dont 21 en couleurs. 1 vol. in-18 de 608 pages . . . . . 7 fr.

## BIBLIOTHEQUE DIAMANT

DES

### SCIENCES MÉDICALES & BIOLOGIQUES

Collection publiée dans le format in-18 raisin, cart. à l'anglaise

- Manuel de Pathologie interne**, par G. DIEULAFOY, professeur à la Faculté de médecine de Paris, médecin de l'hôpital Necker, 7<sup>e</sup> édition, 3 vol. . . . . 20 fr.
- Manuel du diagnostic médical**, par P. SPILLMANN, professeur à la Faculté de médecine de Nancy et P. HAUSHALTER, chef de clinique médicale. 3<sup>e</sup> édition, entièrement refondue . . . 6 fr.
- Manuel d'anatomie microscopique et d'histologie**, par P.-E. LAUNOIS et H. MORAV, préparateurs-adjoints d'histologie à la Faculté de médecine de Paris, préface de M. Mathias DUVAL, professeur à la Faculté de médecine de Paris . . . 6 fr.
- Séméiologie et diagnostic des maladies nerveuses**, par Paul Blocq, chef des travaux anatomo-pathologiques à la Salpêtrière, lauréat de l'Institut, et J. ONANOFF . . . . . 5 fr.
- Manuel de thérapeutique**, par le Dr BERLIOZ, professeur à la Faculté de médecine de Grenoble, précédé d'une préface de M. BOUCHARD, professeur à la Faculté de Paris. . . . . 6 fr.
- Précis de microbiologie médicale et vétérinaire**, par le Dr L.-H. THOINOT, ancien interne des hôpitaux et E.-J. MASSELAN, médecin-vétérinaire, 2<sup>e</sup> éd., 89 fig. noires et en couleurs. . . . 7 fr.
- Précis de médecine judiciaire**, par A. LACASSAGNE, professeur à la Faculté de médecine de Lyon. 2<sup>e</sup> édition. . . . . 7 fr. 50
- Précis d'hygiène privée et sociale**, par A. LACASSAGNE, professeur à la Faculté de médecine de Lyon. 3<sup>e</sup> édition revue et augmentée . . . . . 7 fr.
- Précis d'anatomie pathologique**, par L. BARD, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Lyon . . . . . 7 fr. 50
- Précis théorique et pratique de l'examen de l'œil et de la vision**, par le Dr CHAUVEL, médecin principal de l'armée, professeur à l'École du Val-de-Grâce . . . . . 6 fr.
- Le Médecin. Devoirs privés et publics ; leurs rapports avec la Jurisprudence et l'organisation médicales**, par A. DECHAMBRE, membre de l'Académie de médecine . . . . . 6 fr.
- Guide pratique d'Electrothérapie**, rédigé d'après les travaux et les leçons du Dr ONIMUS, lauréat de l'Institut, par M. BONNEFAY. 3<sup>e</sup> édition, revue et augmentée d'un chapitre sur l'*électricité statique*, par le Dr DANION. . . . . 6 fr.
- Paris : sa topographie, son hygiène, ses maladies**, par Léon COLIN, directeur du service de santé du gouvernement militaire de Paris. . . . . 6 fr.
- Guide pratique des maladies mentales**, par le Dr P. SOLLIER, chef de clinique adjoint à la Faculté de médecine de Paris. 5 fr.

vingt-deuxième année



41 VOLUMES PARUS

## REVUE DES SCIENCES

ET DE LEURS APPLICATIONS AUX ARTS ET A L'INDUSTRIE

Journal hebdomadaire illustré

RÉDACTEUR EN CHEF : **GASTON TISSANDIER**

*La Nature*, fondée en 1873 par M. Gaston Tissandier, est le plus considérable des journaux de vulgarisation scientifique, par son nombre d'abonnés, par la valeur de sa rédaction, par la sûreté de ses informations.

Des collaborations éminentes lui permettent de tenir de la façon la plus précise ses lecteurs au courant de toutes les découvertes, de tous les travaux importants, de toutes les observations curieuses, sa grande notoriété, sa vaste circulation non seulement en France, mais à l'étranger, lui donnent, pour parler de tous les événements qui touchent à la science, avec rapidité et avec autorité, des moyens d'information dont elle sait faire profiter largement le public.

D'une indépendance absolue, *La Nature* peut, sans craindre d'être accusée de complaisance ou de mercantilisme, faire une large part à la science pratique, même dans ses plus modestes applications.

Elle a, la première, inauguré ces *Récréations scientifiques*, qui ont si souvent amusé en même temps qu'instruit les lecteurs de tous les âges.

Elle a su faire à l'illustration une place chaque jour plus grande, en s'imposant depuis longtemps la règle de ne donner jamais que des *figures originales* exécutées par nos meilleurs artistes.

Grâce à la *Boîte aux lettres* publiée chaque semaine dans *La Nature*, tous les lecteurs, en quelque sorte, deviennent les collaborateurs du directeur, notamment pour ces innombrables recettes dont on est si friand, pour les renseignements usuels, qu'on ne sait, surtout hors de Paris, comment se procurer.

*La Nature* n'est pas seulement un Journal; il suffit de feuilleter la collection, pour voir que son rôle n'est pas si éphémère; c'est aussi un répertoire précieux qui, après avoir passé sur le bureau du savant, sur la table du salon, ou dans la salle d'études, prend dans la bibliothèque une place d'honneur pour être relu ou consulté, pour être feuilleté même au point de vue artistique. C'est une véritable Encyclopédie, qui comprend aujourd'hui 40 volumes.

**ABONNEMENTS** { Paris : Un an, 20 fr.; Six mois, 10 fr.  
Départements : — 25 fr.; — 12 fr. 50

CHAQUE ANNÉE FORME DEUX VOLUMES

On s'abonne à la Librairie G. Masson, 120, boul. St-Germain, Paris.

DICTIONNAIRE  
DES ARTS & MANUFACTURES  
ET DE L'AGRICULTURE

FORMANT UN TRAITÉ COMPLET DE TECHNOLOGIE

Par **Ch. LABOULAYE**

Avec la collaboration de Savants, d'Industriels et de Publicistes

SEPTIÈME ÉDITION, PUBLIÉE EN 5 VOLUMES

REVUE ET COMPLÉTÉE A LA SUITE DE L'EXPOSITION DE 1889

Imprimée sur deux colonnes avec plus de 5,000 figures  
dans le texte. Prix des 5 volumes : brochés. 120 fr.  
reliés. . . . . 145 fr.

Le *Dictionnaire des Arts et Manufactures* est devenu, par son grand et légitime succès, un ouvrage classique parmi les ingénieurs et tous ceux qui s'intéressent aux progrès de l'industrie.

C'est un ouvrage de recherches et d'études que l'on consulte, non seulement pour y trouver des renseignements sur sa propre industrie, mais souvent aussi sur les procédés des industries connexes, et sur les questions générales qui intéressent toute entreprise industrielle. L'Exposition de 1889 a fourni une abondante récolte d'indications précieuses, mises à profit par les collaborateurs de M. Ch. Laboulaye qui continuent son œuvre. Parmi les sujets remaniés ou traités à nouveau dans leur entier, nous citerons : l'électricité (installation d'éclairage, projets de machine, transport de la force, etc.), le verre, le sucre, les constructions métalliques, l'éclairage, la métallurgie, les canaux, le matériel des chemins de fer, les instruments d'agriculture, la statistique graphique, la statistique industrielle et agricole, les institutions de prévoyance (caisses de retraites, assurances, sociétés coopératives, réglementation du travail, syndicats professionnels, etc.). La nouvelle édition du *Dictionnaire des Arts et Manufactures* est tenue au courant des progrès, et nous avons lu avec grand intérêt, parmi les articles nouveaux, ceux qui se rapportent à la statistique et aux institutions de prévoyance. Cette nouvelle édition aura le succès de ses devancières.

(Extrait de *La Nature*.)

LIBRAIRIE G. MASSON, 120, BOULEVARD SAINT-GERMAIN, A PARIS

- Dictionnaire des Arts et Manufactures et de l'Agriculture**, par Ch. LABOULAYE et une réunion de savants, d'ingénieurs et d'industriels. 7<sup>e</sup> édition. 5 vol. . . . . 120 fr.
- Cours de Minéralogie**, professé à la Faculté des Sciences de Paris, par Charles FRIEDEL, membre de l'Institut, professeur à la Faculté des Sciences, conservateur de la collection minéralogique à l'École nationale supérieure des Mines. Minéralogie générale. 1 volume in-8<sup>o</sup>. . . . . 10 fr.
- Traité élémentaire de minéralogie**, par M. PISANI, précédé d'une préface par M. DESCLOIZEAUX, de l'Institut. 3<sup>me</sup> édition, revue et augmentée, 1 volume in-8 avec 212 figures dans le texte. . . . . 8 fr.
- Les Minéraux usuels, et leur essai chimique sommaire** par F. PISANI, ouvrage destiné aux industriels, mineurs, fabricants de produits chimiques, pharmaciens, bijoutiers, lapidaires, etc. 1 vol. in-18, cartonnage souple. . . . . 2 fr.
- Traité de physique industrielle, production et utilisation de la chaleur**, par L. SER, professeur à l'école centrale des Arts et Manufactures, avec la collaboration de MM. L. CARNETTE et E. HERSCHNER, ingénieurs des Arts et Manufactures, membres de la Société des ingénieurs civils, membres de la Société de médecine et d'hygiène professionnelle, 2 forts volumes in-8 illustrés de 790 figures. . . . . 45 fr.
- I. — Principes généraux et appareils considérés d'une manière générale indépendamment de toute application particulière (foyers récepteurs de chaleur, cheminées, ventilateur, thermodynamique). 1 fort vol. in-8 avec 362 figures . . . . . 22 fr. 50
- II. — Chaudières à vapeur. — Distillation. — Evaporation et séchage. — Désinfection. — Chauffage et ventilation des lieux habités. 1 fort volume in-8 avec 428 figures. . . . . 22 fr. 50
- Traité de chimie minérale et organique**, comprenant la chimie pure et ses applications, par MM. Ed. WILLM, professeur à la Faculté des sciences de Lille, et HANRIOT, professeur agrégé à la Faculté de médecine de Paris, 4 vol. grand in-8 avec figures dans le texte. . . . . 50 fr.
- Guide pratique d'analyse qualitative par voie humide**, par R. DEFERT, 1 vol. in-18 cartonné . . . . . 2 fr. 50
- Traité de chimie agricole, développement des végétaux. Terre arable. — Amendements et engrais**, par M. P. DEHERAIN, membre de l'Institut, professeur au Museum d'histoire naturelle et à l'école d'agriculture de Grignon, 1 vol. grand in-8 avec figures. . . . . 16 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris

# COURS DE PHYSIQUE

DE

L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

PAR M. J. JAMIN

QUATRIÈME ÉDITION

AUGMENTÉE ET ENTIÈREMENT REFONDUE,

PAR

M. BOUTY,

Professeur à la Faculté des Sciences de Paris.

Quatre Tomes in-8, de plus de 4000 pages, avec 1587 figures et 14 planches sur acier, dont 2 en couleur; 1885-1891. (OUVRAGE COMPLET) . . . . . 72 fr.

On vend séparément :

TOME I. — 9 fr.

- (\*) 1<sup>er</sup> fascicule. — *Instruments de mesure. Hydrostatique*; avec 150 fig. et 1 planche . . . . . 5 fr.  
2<sup>e</sup> fascicule. — *Physique moléculaire*; avec 93 figures . . . . . 4 fr.

TOME II. — CHALEUR. — 15 fr.

- (\*) 1<sup>er</sup> fascicule. — *Thermométrie. Dilatations*; avec 98 fig. . . . . 5 fr.  
(\*) 2<sup>e</sup> fascicule. — *Calorimétrie*; avec 48 fig. et 2 planches . . . . . 5 fr.  
3<sup>e</sup> fascicule. — *Thermodynamique. Propagation de la chaleur*; avec 47 figures . . . . . 5 fr.

TOME III. — ACOUSTIQUE; OPTIQUE. — 22 fr.

- 1<sup>er</sup> fascicule. — *Acoustique*; avec 123 figures. . . . . 4 fr.  
(\*) 2<sup>e</sup> fascicule. — *Optique géométrique*; avec 139 figures et 3 planches. . . . . 4 fr.  
3<sup>e</sup> fascicule. — *Étude des radiations lumineuses, chimiques et calorifiques; Optique physique*; avec 249 fig. et 5 planches, dont 2 planches de spectres en couleur . . . . . 14 fr.

(\*) Les matières du programme d'admission à l'École Polytechnique sont comprises dans les parties suivantes de l'Ouvrage : Tome I, 1<sup>er</sup> fascicule ; Tome II, 1<sup>er</sup> et 2<sup>e</sup> fascicules ; Tome III, 2<sup>e</sup> fascicule.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

TOME IV (1<sup>re</sup> Partie). — ÉLECTRICITÉ STATIQUE ET DYNAMIQUE. — 13 fr.

- 1<sup>er</sup> fascicule. — *Gravitation universelle. Électricité statique*; avec 155 fig. et 1 planche . . . . . 7 fr.  
 2<sup>o</sup> fascicule. — *La pile. Phénomènes électrothermiques et électrochimiques*; avec 161 fig. et 1 planche . . . . . 6 fr.

TOME IV. — (2<sup>o</sup> Partie). — MAGNÉTISME; APPLICATIONS. — 13 fr.

- 3<sup>o</sup> fascicule. — *Les aimants. Magnétisme. Electromagnétisme. Induction*; avec 240 figures. . . . . 8 fr.  
 4<sup>o</sup> fascicule. — *Météorologie électrique; applications de l'électricité. Théories générales*; avec 84 fig. et 1 pl. . . . . 5 fr.

TABLES GÉNÉRALES.

*Tables générales, par ordre de matières et par noms d'auteurs, des quatre volumes du Cours de Physique.* In-8; 1891 . . . 60 c.

Tous les trois ans, un supplément, destiné à exposer les progrès accomplis pendant cette période, viendra compléter ce grand *Traité* et le maintenir au courant des derniers travaux.

Pour ne pas trop grossir un ouvrage déjà bien volumineux, il a fallu dans cette nouvelle édition en soumettre tous les détails à une révision sévère, supprimer ce qui avait quelque peu vieilli, sacrifier la description d'appareils ou d'expériences qui, tout en ayant fait époque, ont été rendus inutiles par des travaux plus parfaits; en un mot, poursuivre dans ses dernières conséquences la transformation entreprise non sans quelque timidité dans l'édition précédente. Au reste, pour tenir un livre au courant d'une Science dont le développement est d'une rapidité si surprenante, et dans laquelle un seul résultat nouveau peut modifier jusqu'aux idées même qui servent de base à l'enseignement, il ne suffit pas d'ajouter des faits à d'autres faits: c'est l'ordre, l'enchaînement, la contexture même de l'ouvrage qu'il faut renouveler. On se ferait donc une idée inexacte de cette quatrième édition du *Cours de Physique de l'École Polytechnique* en se bornant à constater que ces quatre Volumes se sont accrus de près de 500 pages et de 150 figures, soit de un septième environ: les modifications touchent, pour ainsi dire, à chaque page et c'est en réalité au moins le tiers du texte qui a été écrit à nouveau d'une manière complète.

**Duhem.** — Chargé de Cours à la Faculté des Sciences de Lille. *Leçons sur l'Électricité et le Magnétisme.* 3 vol. gr. in-8, avec 215 figures: Tome I, 1891; 16 fr.— Tome II, 1892; 14 fr. — Tome III, 1892; 15 fr.

**Mascart (E.)** Membre de l'Institut. *Traité d'Optique.* Trois beaux volumes grand in-8, se vendant séparément:

TOME I: *Systèmes optiques. Interférences. Vibrations. Diffraction. Polarisation. Double réfraction.* Avec 199 figures et 2 planches; 1889. 20 fr.  
 TOME II ET ATLAS: *Propriétés des cristaux. Polarisation rotatoire. Réflexion vitrée. Réflexion métallique. Réflexion cristalline. Polarisation chromatique.* Avec 113 figures et Atlas cartonné; 1891. Prix pour les souscripteurs. . . . . 24 fr.

Le texte est complet; mais l'Atlas du Tome II ne sera envoyé qu'ultérieurement aux souscripteurs, en raison des soins et du temps nécessités par la gravure.

TOME III: *Polarisation par diffraction. Propagation de la lumière. Photométrie. Réfractions atmosphériques.* Un très fort volume avec 83 figures; 1893 . . . . . 20 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris

ENCYCLOPÉDIE

DES TRAVAUX PUBLICS

FONDÉE PAR

M. M.-C. LECHALAS

Inspecteur général des Ponts et Chaussées

**DENFER (J.)**, Architecte, Professeur à l'École Centrale. — **Architecture et constructions civiles. — Couverture des édifices.** *Ardoises, tuiles, métaux, matières diverses, chéneaux et descentes.* Grand in-8 de 469 pages, avec 423 figures; 1893 . . . . . 20 fr.

M. Denfer, qui a déjà donné dans l'Encyclopédie des Travaux publics deux Ouvrages importants : *Maçonneries et Charpentes en bois et menuiserie*, publiée dans la même collection, sous le titre de *Couverture des édifices*, l'Ouvrage que nous annonçons et qui est digne de ses devanciers. Il n'est peut-être pas de sujet, en ce qui concerne les travaux du bâtiment, qu'il importe davantage de mettre en pleine lumière; d'abord parce qu'il est souvent négligé par les personnes qui sont censées le bien connaître, ensuite parce qu'il concerne les travaux les plus importants pour l'entretien des maisons et des édifices publics.

M. Denfer débute par des *considérations générales* sur les divers genres de toiture, les usages, les législations, etc. Il traite ensuite des *couvertures en ardoises*, — des *couvertures en matériaux de maçonnerie*, pierres, ciments, asphaltes, — des *couvertures en tuiles*, tuiles anciennes et tuiles plates, — de la *couverture en verre*, des *couvertures métalliques*, feuilles de zinc, etc., — de la *couverture en matériaux ligneux*, bardeaux, planches, feutres bitumés, chaume, etc. — Enfin, un dernier Chapitre traite avec ampleur des gouttières, chéneaux et accessoires de couverture.

Chaque division de cet Ouvrage essentiellement pratique est complétée par les bases de la détermination des prix, puis par les sous-détails des prix de règlement, par les prix moyens des matériaux, etc. En un mot, il s'adresse aux architectes, entrepreneurs et propriétaires.

**LECHALAS (Georges)**, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées. — **Manuel de droit administratif.** *Service des Ponts et Chaussées et des chemins vicinaux.* 2 volumes grand in-8, se vendant séparément.

TOME I : *Notions sur les trois pouvoirs. Personnel des Ponts et Chaussées. Principe d'ordre financier. Travaux intéressant plusieurs services. Expropriations. Dommages et occupations temporaires*; 1889 . . . . . 20 fr.

TOME II (1<sup>re</sup> PARTIE) : *Participation des tiers aux dépenses des travaux publics. Adjudications. Fournitures. Régie. Entreprises. Concessions*; 1893 . . . . . 10 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Quai des Grands-Augustins, 55.

*Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris*

# LEÇONS DE CHIMIE

*(à l'usage des Élèves de Mathématiques spéciales)*

PAR

**Henri GAUTIER**

Ancien élève de l'École Polytechnique,  
Professeur à l'École Monge et au collège Sainte-Barbe,  
Professeur agrégé à l'École de Pharmacie ;

ET

**Georges CHARPY**

Ancien Élève  
de l'École Polytechnique, professeur à l'École Monge.

Un beau volume grand in-8, avec 83 figures ; 1892. . . 9 fr.

Ces *Leçons de Chimie* présentent ceci de particulier qu'elles ne sont pas la reproduction des Ouvrages similaires parus dans ces dernières années. Les théories générales de la Chimie sont beaucoup plus développées que dans la plupart des Livres employés dans l'enseignement ; elles sont mises au courant des idées actuelles, notamment en ce qui concerne la théorie des équilibres chimiques. Toutes ces théories, qui montrent la continuité qui existe entre les phénomènes chimiques, physiques et même mécaniques, sont exposées sous une forme facilement accessible. La question des nombres proportionnels, qui est trop souvent négligée dans les Ouvrages destinés aux candidats aux Ecoles du Gouvernement, est traitée avec tous les développements désirables. Dans tout le cours du Volume, on remarque aussi une grande préoccupation de l'exactitude ; les faits cités sont tirés des mémoires originaux ou ont été soumis à une nouvelle vérification. Les procédés de l'industrie chimique sont décrits sous la forme qu'ils possèdent actuellement. L'ouvrage ne comprend que l'étude des métalloïdes, c'est-à-dire les matières exigées pour l'admission aux Ecoles Polytechnique et Centrale.

En résumé, le Livre de MM. Gautier et Charpy est destiné, croyons-nous, à devenir rapidement classique.

# BIBLIOTHÈQUE PHOTOGRAPHIQUE

La Bibliothèque photographique se compose d'environ 150 volumes et embrasse l'ensemble de la Photographie considérée au point de vue de la science, de l'art et des applications pratiques.

A côté d'ouvrages d'une certaine étendue, comme le *Traité* de M. Davanne, le *Traité encyclopédique* de M. Fabre, le *Dictionnaire de Chimie photographique* de M. Fourtier, la *Photographie médicale* de M. Londe, etc., elle comprend une série de monographies nécessaires à celui qui veut étudier à fond un procédé et apprendre les tours de main indispensables pour le mettre en pratique. Elle s'adresse donc aussi bien à l'amateur qu'au professionnel, au savant qu'au praticien.

## EXTRAIT DU CATALOGUE.

**Aide-Mémoire de Photographie** pour 1894, publié depuis 1876 sous les auspices de la Société photographique de Toulouse, par C. FABRE. In-18, avec figures et spécimens. Broché... 1 fr. 75 c, cart. 2 fr. 25.

**Conférences publiques sur la Photographie théorique et technique**, organisées en 1891-1892, par le Directeur du Conservatoire national des Arts et Métiers. In-8, avec 198 figures, et 9 planches; 1893 . . . . . 7 fr. 50

Conférences de MM. le Colonel Laussedat, Davanne, Demény, Lippmann, Janssen, le Capitaine Colson, Fabre, Cornu, Londe, le Commandant Fribourg, Vidal, Wallon, Trutat, Duchesne, le Commandant Moëssard, Becquerel, Gravier, Balagny, Buguet.

**Davanne.** — *La Photographie. Traité théorique et pratique.* 2 beaux volumes grand in-8, avec 234 figures et 4 planches spécimens. 32 fr.

*Chaque volume se vend séparément 16 francs*

**Donnadieu (A. L.)**, Docteur ès sciences. — *Traité de Photographie stéréoscopique. Théorie et pratique.* Grand in-8 avec figures et atlas de 20 planches stéréoscopiques en photocollographie; 1892.. . . 9 fr.

**Fabre (C.)**, Docteur ès sciences. — *Traité encyclopédique de Photographie.* 4 beaux volumes gr. in-8, avec plus de 700 figures et 2 planches; 1889-1891. . . . . 48 fr. »

*Chaque volume se vend séparément 14 fr.*

Tous les trois ans, un Supplément, destiné à exposer les progrès accomplis pendant cette période, viendra compléter ce Traité et le maintenir au courant des dernières découvertes.

**Premier Supplément triennal (A).** Un beau volume grand in-8 de 400 pages, avec 176 figures; 1892. . . . . 14 fr.

*Les 5 volumes se vendent ensemble 60 fr.*

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

- Fourtier (H.).** — *Dictionnaire pratique de Chimie photographique*, contenant une *Etude méthodique des divers corps usités en Photographie*, précédé de *Notions usuelles de Chimie* et suivi d'une Description détaillée des *Manipulations photographiques*. Grand in-8, avec figures; 1892 . . . . . 8 fr. »»  
 — *Les Positifs sur verre. Théorie et pratique. Les positifs pour projections. Stéréoscopes et vitraux. Méthodes opératoires. Coloriage et montage*. Grand in-8, avec figures; 1892 . . . . . 4 fr. 50
- Fourtier (H.), Bourgeois et Bucquet.** — *Le formulaire classeur du Photo-Club de Paris*. Collection de formules sur fiches, renfermées dans un élégant cartonnage et classées en trois Parties: *Phototypes, Photocopies et Photocalques. Notes et renseignements divers*, divisées chacune en plusieurs Sections. Première série; 1892 . . . . . 4 fr.
- Fourtier (H.) et Molteni (A.)** — *Les projections scientifiques*. Etude des appareils, accessoires et manipulations diverses pour l'enseignement scientifique par les projections. In-18 jésus de 300 pages avec 113 figures; 1894. Broché, 3 fr. 50. Cartonné . . . . . 4 fr. 50
- Geymet.** — *Traité pratique de Photographie*. Eléments complets, méthodes nouvelles. Perfectionnements. 4<sup>e</sup> édition revue et augmentée par *Eugène Dumoulin*. In-18 jésus; 1894 . . . . . 4 fr.
- Houdaille (le Capitaine).** — *Sur une méthode d'essai scientifique et pratique des objectifs photographiques et des instruments d'optique*. (Mémoires du Laboratoire d'essais de la Société française de Photographie). Grand in-8, avec figures et 1 planche en photocollographie; 1894 . . . . . 2 fr. 50
- Jardin.** — *Recettes et conseils inédits à l'amateur photographe*. In-18 jésus; 1893. . . . . 1 fr. 25
- Koehler (D<sup>r</sup> R.).** — *Applications de la Photographie aux Sciences naturelles*. Petit in-8, avec figures; 1893. Broché, 2 fr. 50. Cartonné toile anglaise . . . . . 3 fr.
- Londe (A),** Chef du service photographique à la Salpêtrière. — *La Photographie instantanée*. 2<sup>e</sup> édit. In-18 jés. avec fig.; 1890. . . . . 2 fr. 75  
 — *Traité pratique du développement*. Etude raisonnée des divers révélateurs et de leur mode d'emploi. 2<sup>e</sup> édition. In-18 jésus, avec figures et 4 doubles planches en photocollographie; 1892 . . . . . 2 fr. 75  
 — *La photographie médicale. Applications aux sciences médicales et physiologiques*. Grand in-8, avec 80 figures et 19 planches; 1893 9 fr.
- Martin (Ad.).** — *Méthode directe pour la détermination des courbures des objectifs de Photographie*. Grand in-8 avec figures; 1894 . . . . . 2 fr.
- Niewenglowski (G.-H.).** — *Le matériel de l'amateur photographe*. Choix. Essai. Entretien. In-18 jésus; 1894 . . . . . 1 fr. 75
- Vidal (Léon).** — *Traité de Photolithographie. Photolithographie directe et par voie de transfert. Photozincographie. Photocollographie. Autographie. Photographie sur bois et sur métal à graver.— Tours de main et formules diverses*. In-18 jésus, avec 25 figures, 2 planches et spécimens de papiers autographiques; 1893. . . . . 6 fr. 50
- Vieille.** — *Nouveau guide pratique du photographe amateur*. 3<sup>e</sup> édit. refondue et beaucoup augmentée. In-18 jésus avec fig.; 1892. 2 fr. 75
- Wallon (E.).** — *Choix et usage des objectifs photographiques*. Petit in-8 avec 25 fig; 1893. Broché, 2 fr. 50. Cartonné toile angl. . . . . 3 fr.

LIBRAIRIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS

Envoi franco contre mandat-poste ou valeur sur Paris

**Appell (Paul)**, Membre de l'Institut. — **Traité de Mécanique rationnelle.** (Cours de Mécanique de la Faculté des Sciences). 3 volumes grand in-8, se vendant séparément.

TOME I : *Statique. Dynamique du point*, avec 178 fig. ; 1893. . . . . 16 fr.

TOME II : *Dynamique des systèmes. Mécanique analytique.* (En préparation).

TOME III : *Hydrostatique. Hydrodynamique.* (En préparation).

**Chappuis (J.)**, Agrégé, Docteur ès-sciences, Professeur de Physique générale à l'École Centrale, et **Berget (A.)**, Docteur ès sciences, attaché au laboratoire des Recherches physiques de la Sorbonne. — **Leçons de Physique générale.** Cours professé à l'École Centrale des Arts et Manufactures et complété suivant le programme de la Licence ès sciences physiques. 3 volumes grand in-8 se vendant séparément :

TOME I : *Instruments de mesure. Chaleur.* Avec 175 figures ; 1891. . . . . 13 fr.

TOME II : *Electricité et Magnétisme.* Avec 305 figures ; 1891. . . . . 13 fr.

TOME III : *Acoustique. Optique ; Electro-optique.* Avec 193 figures ; 1892. . . . . 10 fr.

**Chevrot (René)**, Ancien Directeur d'Agence de la Société Générale et du Crédit Lyonnais, Ancien Inspecteur de la Société du Crédit Mobilier. — **Pour devenir financier. Traité théorique et pratique de Banque et de Bourse.** In-8 ; 1893 . . . . . 6 fr.

**Cundill (J.-P.)**, Lieutenant-Colonel de l'Artillerie royale anglaise, Inspecteur des Explosifs. — **Dictionnaire des explosifs.** Edition française remaniée et mise à jour avec le concours de l'Auteur par E. Désortiaux, Ingén. des Poudres et S. Grand in-8 ; 1893. . . . . 6 fr.

**Garçon (Jules)**. — **La pratique du teinturier.** 3 volumes in-8, se vendant séparément.

TOME I : *Les méthodes et les essais de teinture. Le succès en teinture ;* 1893 . . . . . 3 fr. 50

TOME II : *Le matériel de teinture.* (Sous presse.)

TOME III : *Les recettes et procédés spéciaux de teintures.* (S. P.)

**Janet (Paul)**, Docteur ès Sciences physiques, chargé de cours à la Faculté des Sciences de Grenoble. — **Premiers principes d'électricité industrielle.** Piles. Accumulateurs. Dynamos. Transformateurs. In-8, avec 173 figures ; 1893 . . . . . 6 fr.

**Miquel**. — **Manuel pratique d'Analyse bactériologique des eaux.** In-18 Jésus, avec figures ; 1891 . . . . . 2 fr. 75

**Rodet et Busquet**, Ingénieurs des Arts et Manufactures. — **Les courants polyphasés.** Grand in-8, avec 71 figures ; 1893 . . . . . 3 fr. 50

**Thomson (Sir William) [Lord Kelvin]**, L.L.D., F.R.S., F.R.S.E., etc. Professeur de Philosophie naturelle à l'Université de Glasgow, et Membre du Collège Saint-Pierre, à Cambridge. — **Conférences scientifiques et allocutions.** *Constitution de la matière.* Ouvrage traduit et annoté sur la 2<sup>e</sup> édition, par P. LUGOL, Agrégé des Sciences physiques, professeur ; avec des *Extraits de Mémoires récents de Sir W. Thomson et quelques Notes* par M. BRILLOUIN, Maître de Conférences à l'École Normale. In-8, avec 76 figures ; 1893 . . . . . 7 fr. 50

**Witz (Aimé)**. — **Problèmes et calculs pratiques d'électricité.** — (L'ÉCOLE PRATIQUE DE PHYSIQUE). In-8, avec 51 figures ; 1893. . . . . 7 fr. 50

# TRAITEMENT DE LA TUBERCULOSE PULMONAIRE

DE LA PLEURÉSIE D'ORIGINE TUBERCULEUSE  
ET DES BRONCHITES AIGUES ET CHRONIQUES

par le

## GAIACOL IODOFORMÉ SÉRAFON

Et le Gaïacol-Eucalyptol iodoformé Sérafon

En solutions pour injections hypodermiques  
et en capsules pour l'usage interne

PRÉPARATION ET VENTE EN GROS : Société Française de Produits Pharmaceutiques, 9 et 11, rue de la Perle, Paris.

### ALIMENTATION

DES

### MALADES

PAR LES

### POUDRES

DE

*Viande*

### ADRIAN

La **POUDRE de BIFTECK ADRIAN** (garantie pure viande de bœuf français) est aussi inodore et insipide qu'il est possible de l'obtenir en lui conservant les principes nutritifs de la viande. C'est exactement de la chair musculaire privée de son eau, gardant sous un volume très réduit et sous un poids quatre fois moindre, toutes ses propriétés nutritives, et chose importante, n'ayant rien perdu des principes nécessaires à l'assimilation de l'aliment.

*Se vend en flacons de 250, 500 gr.  
et 1 kil.*

La **POUDRE DE VIANDE ADRIAN**, d'un prix moins élevé que la poudre de bifteck, ce qui en permet l'emploi aux malades peu fortunés est garantie pure viande de bœuf d'Amérique.

*bottes de 250, 500 gr. et 1 kil.*

LA

## QUASSINE ADRIAN

essentiellement différente de toutes celles du commerce, est la SEULE dont les effets réguliers aient été constatés. Elle excite l'APPÉTIT, développe les FORCES, combat efficacement les DYSPEPSIES ATONIQUES, les COLIQUES HÉPATIQUES et NÉPHRÉTIQUES. (Bulletin général de thérapeutique, 15 novembre 1882).

**Dragées** contenant 25 milligrammes de Quassine amorphe.

**Granules** — 2 — Quassine cristallisée.

## ANÉMIE

Dans les cas de CHLOROSE et d'ANÉMIE rebelles aux moyens thérapeutiques ordinaires les préparations à base

## CHLOROSE

## D'HÉMOGLOBINE SOLUBLE

DE V. DESCHIENS

Épuisement

ont donné les résultats les plus satisfaisants. Elles ne constipent pas, ne noircissent pas les dents et n'occasionnent jamais de maux d'estomac comme la plupart des autres ferrugineux.

Se vend sous la forme de

*Affaiblissement  
général*

**SIROP, VIN, DRAGÉES  
ET ÉLIXIR**

préparés par ADRIAN et Cie, 9 rue de la Perle, Paris.

---

## CAPSULES DE TERPINOL ADRIAN

Le TERPINOL a les propriétés de l'essence de Térébenthine dont il dérive, mais il est plus facilement absorbé et surtout *très bien toléré*, ce qui le rend préférable.

Il n'offre pas, comme l'essence de Térébenthine, l'inconvénient grave de provoquer chez les malades des nausées, souvent même des vomissements.

Le TERPINOL est un diurétique et un puissant modificateur des sécrétions catarrhales (bronches, reins, vessie).

Le TERPINOL ADRIAN s'emploie en capsules de 20 centigrammes (3 à 6 par jour).

---

## TRAITEMENT de la SYPHILIS par les PILULES DARDENNE

POLY-IODURÉES SOLUBLES

SOLUBLES dans tous les liquides servant de boisson (Eau, lait, café, vin, bière, etc.) elles peuvent être prises en pilules ou transformées par les malades, en **solutions** ou en **sirops**, au moment d'en faire usage.

**Premier type** (type faible)

(Syphilis ordinaire 2<sup>e</sup> et 3<sup>e</sup> année)

2 pilules par jour correspondent à une cuillerée à soupe de *Sirop de Gibert*.

**Quatrième type** (type fort)

(accidents tertiaires, viscéraux et cutanés)

8 pilules par jour correspondent à un centig. bi-iodure de mercure et à 4 grammes iodure de potassium.

Vente en Gros : Société Française de Produits Pharmaceutiques,  
9 et 11 rue de la Perle, PARIS.



# ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

*Ouvrages parus et en cours de publication*

## Section de l'Ingénieur

- MINEL (P.)**. — Électricité industrielle.  
**LAVERGNE (Gérard)**. — Turbines.  
**HÉBERT**. — Boissons falsifiées.  
**NAUDIN**. — Fabrication des vernis.  
**SINIGAGLIA**. — Accidents de chaudières.  
**H. LAURENT**. — Théorie des jeux de hasard.  
**GUENEZ**. — Décoration au feu de moufle.  
**VERMAND**. — Moteurs à gaz et à pétrole.  
**MRYER (Ernest)**. — L'utilité publique et la propriété privée.  
**WALLON**. — Objectifs photographiques.  
**BLOCH**. — Appareils producteurs d'eau sous pression.  
**DE LAUNAY**. — Statistique générale de la production métallifère.  
**DWELSHAUVERS-DERY**. — Étude expérimentale dynamique de la machine à vapeur.  
**CRONEL T.** — Construction du navire.  
**DE MARCHENA**. — Machines frigorifiques à air.  
**CASPARI**. — Chronomètres de marine.  
**ALHEILIG**. — Construction et résistance des machines à vapeur.  
**P. MINEL**. — Électricité appliquée à la marine.  
**H. LÉAUTÉ et A. BÉRARD**. — Transmissions par câbles métalliques.  
**P. MINEL**. — Régularisation des moteurs des machines électriques.  
**PRUDHOMME**. — Teinture et impressions.  
**AIMÉ WITZ**. — Les moteurs thermiques.  
**ETARD**. — Les nouvelles théories chimiques.  
**GUYE (Ph.-A.)**. — Matières colorantes.  
**HOSPITALIER (E.)**. — Les compteurs d'électricité.  
**EMILE BOIRE**. — La sucrerie.  
**MOISSAN et OUVYRARD**. — Le nickel, sa production et ses applications.  
**ROUCHÉ**. — La perspective.  
**LE VERRIER**. — La fonderie.  
**SEYRIG**. — Statique graphique.  
**C<sup>l</sup> BASSOT et C<sup>t</sup> DEFFORGES**. — Géodésie.  
**DELAFOND**. — Recherche des gîtes de houille.  
**DE LA BAUME PLUVINEL**. — La théorie des procédés photographiques.  
**J. RESAL**. — Emploi des métaux et du bois dans les constructions.  
**GARNIER et GODARD**. — Montage et conduite des machines à vapeur.

## Section du Biologiste

- LAFERSONNE (DE)**. — Maladies des paupières et des membranes externes de l'œil.  
**KOEHLER**. — Application de la Photographie aux Sciences naturelles.  
**DE BRUN**. — Maladies des pays chauds.  
— Maladies de l'appareil digestif, des lymphatiques et de la peau.  
**BEAUREGARD**. — Le microscope et ses applications.  
**BROCC ET JACQUET**. — Précis élémentaire de Dermatologie. — Maladies en particulier.  
**LESAGE**. — Le Choléra.  
**LANNELONGUE**. — La Tuberculose chirurgicale.  
**CORNEVIN**. — Production du lait.  
**J. CHATIN**. — Anatomie comparée.  
**OLIER**. — La régénération des os et les résections sous-périostées.  
**CUENOT**. — L'influence du milieu sur les animaux.  
**MERKLEN**. — Maladies du cœur.  
**LETULLE**. — L'inflammation.  
**CRITZMANN**. — Le cancer.  
**G. ROCHÉ**. — Les grandes pêches maritimes modernes de la France.  
**BUDIN**. — Thérapeutique obstétricale.  
**BAZY**. — Troubles fonctionnels des voies urinaires.  
**FAISANS**. — Diagnostic précoce de la tuberculose.  
**DASTRE**. — La Digestion.  
**AIMÉ GIRARD**. — La betterave à sucre.  
**NAPIAS**. — Hygiène industrielle et professionnelle.  
**GOMBAULT**. — Pathologie du bulbe rachidien.  
**LEGROUX**. — Pathologie générale infantile.  
**MARCHANT-GÉRARD**. — Chirurgie du système nerveux : Cerveau.  
**BERTHAULT**. — Les prairies naturelles et temporaires.  
**BRAULT**. — Myocarde et artères.  
**GAMALEIA**. — Vaccination préventive.  
**ARLOING**. — Maladies charbonneuses.  
**NOCARD**. — Les Tuberculoses animales et la Tuberculose humaine.  
**EDM. PERRIER**. — Le Système de l'évolution.  
**MATHIAS DUVAL**. — La Fécondation.  
**BRISSAUD**. — L'Hémisphère cérébral.  
**RECLUS**. — Affections des organes génitaux de l'homme.  
**HENOCQUE**. — Spectroscopie biologique.  
**DEHÉRAIN**. — Les céréales.  
**STRAUS**. — Les bactéries.  
**A.-J. MARTIN**. — Hygiène de l'habitation privée.  
**BRUN**. — Examen et exploration de l'œil.