

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE

DES

AIDE-MÉMOIRE

PUBLIÉE

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

WIDMANN — Principes de la Machine 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° 55 A.

ENCYCLOPÉDIE SCIENTIFIQUE DES AIDE-MÉMOIRE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION

DE M. LÉAUTÉ, MEMBRE DE L'INSTITUT.

PRINCIPES

DE LA

MACHINE A VAPEUR

PAR

E. WIDMANN

Ingénieur de la Marine



1

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

ETUDE DU DIAGRAMME TRACÉ APPROXIMATIF DE LA COURBE DE DÉTENTE DÉPENSE DE VAPEUR CORRESPONDANT A UN TRAVAIL DONNÉ INFLUENCE DE LA CONDUCTIBILITÉ DES PAROIS SUR LE TRAVAIL DE DÉTENTE

1. — Pour définir l'état actuel de la machine à vapeur et se rendre compte des transformations qu'elle a subies depuis une vingtaine d'années, il est nécessaire de passer en revue un certain nombre de questions de principe relatives à la production du travail par la vapeur et à son transport par l'intermédiaire d'organes mobiles.

A vrai dire, les progrès réalisés dans les

moteurs à vapeur ont été, en général, dus à une intuition heureuse ; et les études analytiques ont servi à expliquer les résultats obtenus plutôt qu'elles ne les ont provoqués.

Mais ces études n'en sont pas moins utiles, parce qu'une connaissance précise de l'état de choses actuel est, en toutes matières, la condition nécessaire d'un progrès quelconque.

La première question que nous devons nous poser est la suivante :

Quel travail doit-on demander à un kilogramme de vapeur, introduit dans un cylindre et travaillant d'abord à pleine pression et ensuite par détente ?

Si l'on voulait réduire au minimum les dimensions des cylindres, on devrait faire travailler la vapeur sous la pression même à laquelle elle est produite par la chaudière, mais, presque toujours, on doit se préoccuper de produire un travail donné avec la plus faible dépense de vapeur. Il faut alors que la vapeur enfermée dans le cylindre et séparée de la source qui la produit, travaille par détente, comme un ressort d'abord comprimé, qu'on laisserait reprendre sa forme initiale.

La relation qui existe entre la pression de la vapeur, à un moment quelconque et le volume

qu'elle occupe se représente par une courbe ou diagramme de détente. Nous ne savons pas, dans l'état actuel de la science, tracer *a priori*, par des considérations théoriques, cette courbe de détente ; mais nous pouvons par l'examen de résultats d'expérience discerner les circonstances diverses qui en modifient la forme.

2. Tracé du diagramme prévu. — Nous supposons donnés : la pression absolue P de la vapeur à la chaudière, le coefficient d'introduction en fraction de course i et la pression h qui règne dans le condenseur ou dans le réservoir qui reçoit la vapeur évacuée après son travail.

Les données que nous venons de définir sont sans doute les plus importantes, mais elles ne suffisent pas pour déterminer complètement le problème très complexe que nous avons en vue. Les divers éléments de la régulation, tels que l'avance à l'évacuation et le refoulement ; d'autre part, la grandeur des orifices, l'importance relative des espaces morts, l'existence d'une chemise de vapeur, la durée du coup de piston, sont autant de facteurs qui peuvent avoir sur le résultat final une influence considérable.

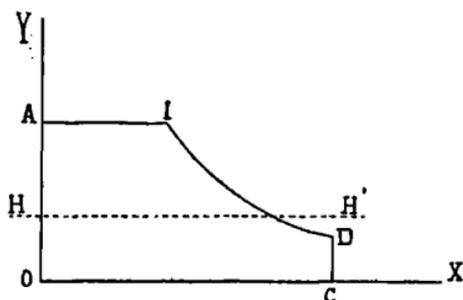
Nous examinerons d'abord la question dans sa généralité théorique et nous y introduirons

ensuite chacune de ces données secondaires pour en étudier séparément les effets.

Soient ox l'axe des abscisses sur lequel nous représenterons la course totale par une longueur l , et oy l'axe des pressions exprimées en kilogrammes par centimètre carré.

Pendant la période d'admission, nous supposons l'orifice assez largement ouvert pour qu'il n'y ait pas de perte de pression (ou dépression) sensible

Fig. 1



entre la chaudière et le cylindre. Le diagramme débute alors par une ligne AI qui se maintient

horizontale jusqu'au point I marquant la fin de la période d'introduction. A ce moment le tiroir se ferme et la vapeur se trouve abandonnée à elle-même dans un espace qui va grandissant.

Il est clair que sa pression va baisser à mesure que le piston s'éloignera, mais nous ne pouvons, pour le moment, définir la loi de cette diminution, c'est-à-dire tracer la courbe de détente à partir du point I.

3. La loi de détente est représentée approximativement par la loi de Mariotte.

— L'examen de nombreux diagrammes a montré que la courbe ID coïncide sensiblement avec une hyperbole équilatère ayant pour asymptotes les axes ox et oy des volumes nuls et des pressions nulles. Cette approximation admise de tout temps, se traduit quelquefois en disant que la détente se fait suivant la loi de Mariotte, mais il faut s'entendre sur le sens de cette expression évidemment incorrecte. La loi de Mariotte applicable aux gaz et définie par l'équation

$$vp = \text{const.}$$

suppose que la température reste constante, ce qui ne peut être vrai que pour la vapeur. Aussi, même à l'époque où les lois théoriques de la détente de la vapeur n'étaient point connues, l'assimilation de la partie courbe du diagramme à une hyperbole équilatère, n'a-t-elle jamais pu être qu'une approximation empirique et est-ce à tort que l'on donne quelquefois à cette courbe le nom de courbe de détente théorique.

Dans la limite des introductions habituelles de 0,80 à 0,30, les deux courbes s'écartent assez peu l'une de l'autre pour qu'on puisse les

confondre dans l'étude d'un projet où l'on devra en général « être large » c'est-à-dire choisir des dimensions permettant d'atteindre un travail supérieur de 10 % environ à celui qui est strictement exigé.

Mais à mesure que l'introduction diminue, la courbe réelle se trouve en général au-dessus de la courbe empirique dont elle s'écarte, d'autant plus que la détente est plus prolongée, aussi pour des introductions de 0,10 et au-dessous, l'assimilation des deux lignes n'est-elle guère justifiée.

Bien des auteurs ont cherché des formules empiriques serrant les faits de plus près pour une période quelconque de l'introduction.

On peut arriver ainsi, pour une même espèce de moteurs, à une approximation assez grande, mais les formules de ce genre n'ont aucune signification théorique.

On peut se demander pourquoi nous en sommes réduits à des tracés empiriques. Aujourd'hui que les lois de la détente de la vapeur ont été formulées de la manière la plus nette, il semble naturel d'en faire usage pour établir entre le volume et la pression une relation rationnelle qui traduise le phénomène de la détente dans un cylindre métallique. Dès lors la question

s'élève et change de face, mais on est bientôt amené à reconnaître que le problème est très difficile, sinon impossible à résoudre, en raison des perturbations nombreuses qui dans la réalité des choses viennent ajouter leur effet à celui d'une détente théorique.

4. La courbe de détente et la dépense de vapeur ne peuvent pas être déterminées a priori. — Nous constatons en effet que la courbe de détente adiabatique tracée à partir du point I pour la vapeur sèche (ou renfermant une faible proportion d'eau comme celle qui est fournie par toute chaudière bien construite), s'écarte encore plus de la vérité que l'hyperbole équilatère. Elle se trouve en général au-dessous de cette hyperbole qui est elle-même au-dessous du trait tracé par l'indicateur.

D'autre part, lorsque nous comparons le poids de vapeur sensible indiqué sur le diagramme avec le poids d'eau jaugé directement qui a servi à le produire, nous arrivons à une désillusion nouvelle, plus frappante encore que la première. Nous trouvons que le poids d'eau envoyé à la chaudière par coup de piston dépasse celui de la vapeur dont le diagramme révèle la présence dans le cylindre de 10, 20, 40 %, ou davantage encore.

A notre connaissance, c'est M. Reech, ingénieur de la Marine, directeur de l'École d'application du Génie maritime, qui a, le premier, appelé l'attention sur la différence considérable qui existe entre le poids de la vapeur « sensible » accusé par le diagramme et le poids d'eau jaugé directement (*Rapport sur la Machine à vapeur d'eau et à chloroforme Lafont*, 1850) (1).

Plus tard, M. Hirn, dans un Mémoire daté du 25 avril 1855, signale le même fait et, comme

(1) Le rapport de M. Reech, où le rôle des parois se trouve clairement exposé dès 1850, n'a été publié qu'à un petit nombre d'exemplaires destinés seulement aux Ingénieurs de la Marine, aussi est-il resté inconnu au monde savant et en particulier de M. Hirn, dont les travaux ont été les premiers à soulever cette question délicate. Les théoriciens de la machine à vapeur se sont quelque peu émus de voir intervenir dans leurs calculs cette action si complexe et si difficile à analyser, c'est pour cette raison que les principes de l'École Alsacienne ont été l'objet d'attaques assez vives.

Il est possible que les élèves de M. Hirn aient parfois exagéré l'influence des parois et qu'ils lui aient attribué des faits dus à la présence d'eau dans les cylindres, à des fuites, à des étranglements, mais il n'en est pas moins vrai qu'une étude sérieuse et pratique de la machine à vapeur ne peut méconnaître une action assez importante pour faire disparaître parfois un tiers ou plus encore de la vapeur introduite dans un cylindre.

M. Reech, en attribue la cause à l'action des parois qui se réchauffent aux dépens de la vapeur pendant la période d'admission et abandonnent ensuite de la chaleur lorsque la vapeur qui les baigne se refroidit pendant les périodes de détente et d'échappement.

Toute la question se réduit à savoir si les écarts que l'on constate entre les deux courbes peuvent s'expliquer par l'action des parois. M. Hirn n'hésite pas à l'affirmer ; il a été suivi dans cette voie par plusieurs collaborateurs dévoués, dont les travaux intéressants sont longuement exposés dans les *Bulletins de la Société Industrielle de Mulhouse*. Ces auteurs, ayant analysé les résultats d'expériences très soignées, ont traduit par des nombres l'action calorifique des parois et sont arrivés à des conclusions qui ne s'imposent pas nécessairement, mais présentent un grand caractère de vraisemblance.

5. Hypothèse de M. Hirn sur le mode d'action des parois. — Le principe de la doctrine de M. Hirn peut être exposé en peu de mots de la manière suivante :

Les parois d'un cylindre où travaille la vapeur se mettent plus ou moins en équilibre de température avec elle ; elles se réchauffent pendant la communication avec la chaudière et se refroidi-

dissent pendant l'émission. A l'origine d'un coup de piston, la vapeur affluant au générateur entre brusquement dans un espace relativement froid; une portion de cette vapeur se condense et ramène à sa température la surface qu'elle baigne; nous ne pouvons pas savoir quelle sera l'épaisseur de la couche superficielle ainsi réchauffée, mais il n'est pas douteux qu'une portion de la chaleur amenée par la vapeur de la chaudière aura été dépensée par ce réchauffage; soit A le nombre de calories ainsi emmagasiné dans la fonte.

Lorsque l'afflux de la vapeur est coupé, les parois sont donc recouvertes d'une couche d'eau plus ou moins considérable. Au moment où la détente commence et où, par conséquent, la pression diminue, cette eau se met à bouillir aux dépens de la chaleur que viennent de recevoir les parois pendant l'admission, il se produit donc plus de vapeur. En même temps, un effet inverse tend à se produire, car la vapeur qui se détend en travaillant « se trouble » et se précipite en partie. La masse totale de vapeur présente dépend évidemment de la grandeur relative de ces deux effets contraires; mais, quel que soit le résultat final, celui-ci relève visiblement de l'intervention des parois. Soit B le

nombre de calories, positif ou négatif, que celles-ci restituent ainsi la vapeur.

Lorsque la détente est terminée et que l'échappement s'ouvre, la pression de la vapeur, dans le cylindre diminue instantanément. L'eau qui peut encore tapisser les parois du cylindre possède, ainsi que ces parois elles-mêmes, une température bien supérieure à celle du condenseur ; elle entre en ébullition et s'empare rapidement de la chaleur des parois qu'elle emporte avec elle au condenseur. Soit R_c le nombre de calories ainsi perdus.

Si nous supposons la machine arrivée à un état de fonctionnement continu, il faut évidemment que la chaleur gagnée par les parois soit équivalente à la chaleur perdue pendant un coup de piston ; il ne peut en effet s'accumuler indéfiniment des calories dans la fonte ; on doit donc avoir :

$$A = B + R_c$$

L'expérience nous permettra de déterminer l'importance de ces trois quantités de chaleur. Pour le moment, contentons-nous de remarquer que la quantité R_c (refroidissement au condenseur, selon l'expression de M. Hirn) est restée inutile pendant toute la durée du coup de pis-

ton. Les choses se sont passées comme si une fuite eût emporté au condenseur un poids de vapeur renfermant ce nombre de calories.

La masse des parois établit ainsi une communication directe de chaleur entre la chaudière et le condenseur et, de ce fait, augmente la dépense prévue de vapeur. D'autre part, comme cette communication de chaleur se produit en partie pendant la période de détente, le crayon de l'indicateur trace une courbe différente de la ligne adiabatique. Ainsi se justifient les écarts considérables que nous constatons entre les faits et les prévisions théoriques.

M. Hirn a exposé dans sa *Théorie mécanique de la chaleur* (Gauthier-Villars, 1876), la méthode de calcul qu'il applique à la détermination numérique des quantités de chaleur A, B, R_c. Les *Bulletins de la Société Industrielle de Mulhouse* contiennent de nombreux exemples de l'application de cette méthode à des machines d'atelier et à des machines marines dont nous avons communiqué les données et les résultats à notre regretté ami M. Hallauer, élève et principal collaborateur de M. Hirn.

Enfin, on trouvera dans le même recueil (2 mars 1889) un exposé complet, clair et

méthodique de ce genre de calculs dû à M. Dwelshauvers-Déry.

Il résulte de ces travaux que la forme du diagramme vrai et la dépense effective de vapeur sont, en pratique, influencées par des transports de chaleur dus à la conductibilité des parois métalliques. Mais il faut reconnaître aussi que la méthode de M. Hirn, simple en principe, est d'une application délicate, attendu que bien peu de résultats d'expériences sont assez complets et assez exacts pour fournir une base suffisante au développement des calculs.

En particulier, il est bien difficile de déterminer la proportion d'eau qui se trouve mêlée à la vapeur, au début du coup de piston, soit que cette eau ait été entraînée par la vapeur arrivant des chaudières, ou qu'elle soit restée dans le cylindre à la suite du coup de piston précédent. Or, il se trouve que la proportion d'eau présente dans le cylindre joue un rôle prépondérant dans les transports anormaux ou les fuites de chaleur.

En résumé, M. Reech et M. Hirn ont mis en évidence un facteur important des phénomènes très complexes qui se produisent dans un cylindre où travaille la vapeur. M. Hirn a montré par des déterminations numériques que la

conductibilité des parois permet d'expliquer les divergences entre les faits constatés en réalité et ceux que la théorie « adiabatique » fait prévoir. Toutefois, on ne saurait dire que ces recherches, si ingénieuses, aient donné au constructeur de machines autre chose que certaines indications de principe que nous allons chercher à résumer.

1° La proportion d'eau condensée pendant l'introduction augmente avec la chute de température qui se produit dans le cylindre et avec le coefficient de la détente réalisée dans ce cylindre.

2° Pendant la détente, l'eau déposée se vaporise en partie. En général, l'effet de cette régénération de vapeur l'emporte sur la condensation qui accompagnerait une détente adiabatique, en sorte que le poids de vapeur présent est plus fort à la fin de la détente qu'au début. Toutefois, lorsque le poids d'eau déposé pendant l'admission est faible, le fait inverse peut se produire et, dans ce cas, le poids de vapeur présent est plus faible à la fin de la détente qu'au début. Cette dernière condition est éminemment favorable à l'utilisation de la vapeur et correspond à de faibles valeurs de R_c ; on la constate surtout dans les machines convenablement

réchauffées par une chemise de vapeur bien disposée.

3° Les refroidissements au condenseur sont d'autant plus élevés que la proportion initiale d'eau est plus forte ; ils sont d'autant plus faibles que les enveloppes de vapeur ont cédé plus de chaleur à la vapeur qui se détend.

CHAPITRE II

—

EXAMEN DES DIFFÉRENTES CAUSES DE PERTE DE TRAVAIL QUI RENDENT LE TRAVAIL RÉEL INFÉRIEUR AU DIAGRAMME THÉORIQUE

I. PERTE DE PRESSION DEPUIS LA CHAUDIÈRE JUSQU'AU CYLINDRE

6. — La vapeur est amenée de la chaudière à la boîte à tiroir du cylindre ou des cylindres d'introduction, par un tuyau de section circulaire, plus ou moins long et plus ou moins contourné suivant les dispositions locales. Pour que l'écoulement se produise, il faut nécessairement qu'il existe une certaine différence entre les pressions qui règnent à cha-

que extrémité du tuyau ; différence qui doit rester faible, sous peine de perdre le bénéfice d'une portion de la pression, c'est-à-dire du travail emmagasiné dans la chaudière.

A quelle perte faut-il consentir pour que la vitesse de la vapeur dans le tuyau d'amenée ait une valeur déterminée v ?

Les considérations théoriques ne permettent pas de répondre à cette question, et cela pour diverses raisons.

D'abord, la forme géométrique du conduit que traverse la vapeur ne nous donne pas la forme réelle de la veine ou du courant ; par suite de la présence de coudes, d'étranglements, la vitesse réelle de la vapeur en certains points peut être fort différente de celle que l'on calculerait en divisant le débit par la section apparente de passage. Ensuite, et c'est là le point le plus important, nous sommes forcés de reconnaître que les lois théoriques de l'écoulement de gaz ne sont pas plus vérifiées en pratique que celles de la détente adiabatique à l'intérieur d'un cylindre.

Lorsqu'un kilogramme de *gaz* ou de *vapeur* passe d'un réservoir où règne une pression P dans un autre où la pression est $P - p$ la vi-

tesse de chaque molécule est déterminée par l'équation :

$$\frac{w^2}{2g} = \int_{P-p}^p v dp$$

Tous les auteurs ont admis jusqu'ici que l'intégrale ou la surface du diagramme représentée par $\int v dp$ devait se calculer en admettant que la masse gazeuse ne recevait, ou ne perdait pendant sa détente aucune quantité de chaleur et c'est en partant de cette hypothèse que Zeuner a dressé la table qui se trouve à la p. 409 de sa *Théorie mécanique de la chaleur*, table qui fait connaître la vitesse d'écoulement de la vapeur à différentes pressions s'échappant d'une chaudière pour se répandre dans l'atmosphère.

Or, les résultats annoncés par cette table ne sont *nullement* vérifiés par les faits.

Dans maintes expériences de vaporisation, nous avons constaté que les poids de vapeur débités représentent 3 ou 4 fois ceux que l'on calculerait en partant des formules théoriques. M. l'Ingénieur Garnier est arrivé, à Indret, à la même conclusion à la suite d'expériences de vaporisation et d'essais spéciaux ayant pour objet

la détermination des sections à donner aux soupapes de sûreté des chaudières. La même constatation est relatée dans la *Physique Industrielle* de Ser (1858) p. 283, mais aucune explication n'en est donnée. M. Hirn, que nous avons consulté à ce sujet, a bien voulu nous répondre dans les termes suivants : « L'anomalie que vous me signalez au sujet de l'écoulement des vapeurs m'intéresse vivement mais ne me surprend pas ; j'ai constaté des divergences du même genre pour l'écoulement des gaz ; et je me trouve dans la même perplexité que vous quant à la question de savoir où est le défaut de cuirasse du raisonnement qui sert de base au calcul théorique. » Cette question reste, en effet, tout entière ; nous ne voyons pas dans le cours du raisonnement d'autre point contestable que celui où l'on admet que la masse gazeuse se détend sans communication ni soustraction de chaleur. Il est possible que cette hypothèse ne soit pas exacte ; pourtant nous ne voyons pas comment une communication ou soustraction de chaleur pourrait avoir pour effet de tripler ou quadrupler le débit théorique.

Nous faisons donc toutes réserves au sujet de la loi réelle de l'écoulement des gaz et nous nous contenterons de supposer que, pour des

chutes de pression faibles, on a la même vitesse d'écoulement (w) pour une même valeur de $\frac{p}{P}$. Il en serait ainsi si la détente se faisait suivant la loi $vP = c$; on aurait alors, en effet :

$$\frac{w^2}{2g} = C \int_{P-p}^{P} \frac{dP}{P^2}$$

ou approximativement

$$\frac{w^2}{2g} = C \frac{p}{P}$$

Si nous admettons que la vitesse d'écoulement w , doit avoir la même valeur, quelle que soit la pression du régime, l'équation précédente peut s'écrire :

$$p = KP$$

Ce qui veut dire que la perte de pression à laquelle nous devons nous résoudre pour rendre l'écoulement possible, est une fraction constante de la pression de régime.

On s'est généralement placé à ce point de vue, et l'on a donné aux tuyaux de vapeur des di-

mensions telles que le courant se trouve avoir une même vitesse dans des machines de types très divers marchant à des pressions variant de 1^{kg},80 à 12 kilogrammes.

La formule pratique en usage dans notre Marine pour calculer la section du tuyau de vapeur s est :

$$s = 0,035SV$$

S étant la section du piston et V sa vitesse moyenne.

La vitesse moyenne correspondante de la vapeur serait, en admettant que l'écoulement se fit, comme s'il s'agissait d'un liquide.

$$v = \frac{1}{0,035} = 28^m,57$$

Mais il faut bien s'entendre sur la signification de ce nombre qui est uniquement géométrique.

Nous nous rappelons, en effet, que la dépense effective de la chaudière est supérieure au volume SV , qui ne représente que le poids de vapeur sensible et non le poids de vapeur réellement dépensé. Il est évidemment impossible de tenir compte de cette notion dans une formule pra-

tique, il est bon pourtant de ne pas la perdre de vue, car suivant le type de la machine qu'on étudie, on sera conduit à s'écarter dans un sens ou dans un autre du résultat donné par la formule.

En fait, la vitesse réelle des molécules atteindra souvent 50 mètres. Même en admettant ce chiffre on trouve pour la valeur de la dépression un chiffre très faible, inférieur à 0,01 de la pression initiale.

La perte effective constatée dans la pratique est plus considérable, eu égard à la longueur et aux coudes brusques du tuyautage; il nous est difficile d'en indiquer une valeur moyenne déduite des tableaux d'expérience; car l'approximation avec laquelle les manomètres Bourdon permettent de relever les pressions, n'est pas suffisante pour évaluer une dépression toujours assez peu importante et dont la valeur ne paraît guère dépasser en moyenne 0,04 à 0,06 de la pression de régime.

Nous remarquerons encore que, dans une machine qui a un seul cylindre d'introduction, ce qui est le cas le plus fréquent, l'écoulement de la vapeur est intermittent et cesse absolument pendant une certaine portion de la course.

L'arrêt n'est pas aussi brusque que s'il s'agissait de l'écoulement d'un liquide incompres-

sible, mais il n'en est pas moins vrai que la vitesse et, par suite, la perte de charge subissent de fortes oscillations; cette inconstance rend plus difficile encore la détermination expérimentale de p ; mais, comme nous l'avons dit, il n'y a pas lieu d'attacher grande importance à cette perte relativement négligeable.

Lorsqu'une machine possède deux ou trois cylindres d'admission, il n'est pas nécessaire de donner au tuyau de vapeur deux ou trois fois la section qu'exigerait un seul cylindre, attendu que tous les pistons n'ont pas leur vitesse maxima en même temps.

7. Dimensions des tuyaux de vapeur dans les machines qui ont plusieurs cylindres admetteurs. — Considérons une machine à deux cylindres tournant avec une vitesse angulaire ω . L'une des manivelles de rayon r , étant écartée de son point mort d'un angle a , le piston a une vitesse égale à : $\omega r \sin. a$. Au même moment l'autre manivelle se trouve écartée de son point mort d'un angle : $B = 90^\circ + a$ et la vitesse de son piston est : $\omega r \cos. a$.

La somme des volumes décrits pendant un temps dt par les pistons est :

$$S\omega r (\sin. a + \cos. a) dt,$$

expression dont le maximum a pour valeur :

$$1,41. S_0 dt.$$

Dans le cas d'un seul cylindre, le volume maximum décrit pendant un temps dt a pour expression :

$$S_0 dt.$$

Les sections des tuyaux de l'une et de l'autre machine devant être proportionnelles aux dépenses élémentaires maxima, seront entre elles dans le rapport de 1,41 à 1.

Par un raisonnement analogue, on trouverait que pour une machine à trois cylindres d'introduction (type *Duquesne*) la section du tuyau de vapeur commun doit être égale à celle qui serait déterminée pour un seul cylindre multipliée par 2.

Dans le cas d'une machine à 4 cylindres d'introduction (type *Tourville*) le coefficient serait égal à 2,82.

II. PERTE DE PRESSION ENTRE LA BOITE
A TIROIR ET LE CYLINDRE PENDANT
LA PÉRIODE D'INTRODUCTION
ORGANE D'INTRODUCTION THÉORIQUE

8. — La vapeur se rend de la boîte à tiroir dans le cylindre en traversant un orifice dont la section est variable.

L'organe de régulation théoriquement parfait devrait être tel que cette section libre s fût dans un rapport constant avec le produit SV de la surface du piston par sa vitesse. La vapeur traverserait alors l'orifice avec une vitesse constante

$$u = \frac{SV}{s}$$

et la chute ou différence de pression déterminant l'écoulement serait également constante jusqu'au moment où doit cesser l'introduction. En cet instant précis le passage de la vapeur devait se trouver intercepté brusquement.

Telles sont, en effet, les conditions qu'on a réussi à remplir par l'emploi de tiroirs circulaires ou de clapets dans les machines des types

Corliss, Ingliss, ou dans d'autres analogues dérivés premiers. Malheureusement ce résultat n'est atteint qu'au prix d'une certaine complication dans les mécanismes, de sorte que ces types, très répandus pour les machines à terre, ont reçu peu d'application dans la marine où les machines à tiroir sont presque seules en usage.

Malheureusement, le tiroir conduit par un excentrique, si recommandable au point de vue de la sécurité du mécanisme, n'est au point de vue théorique qu'un organe de distribution imparfait.

On comprend, en effet, que lorsque l'ouverture du tiroir diminue graduellement et s'annule tandis que la vitesse du piston est voisine de sa valeur maxima, la section de passage offerte à la vapeur pendant une période plus ou moins longue qui précède la fermeture se trouve trop petite pour permettre au fluide de « répondre à l'appel » du piston. Il résulte de là que la « dépression » ou chute de pression entre le cylindre et la boîte à tiroir est plus grande à la fin de l'introduction qu'au début du coup de piston, ou en d'autres termes que la vapeur admise dans le cylindre se trouve avoir travaillé dans une certaine mesure « par détente »

avant le moment de la fermeture géométrique du tiroir.

D'autre part, pendant la période où cette dépression se produit, la vapeur qui continue à pénétrer dans le cylindre par l'ouverture trop réduite du tiroir perd une partie de sa pression par détente brusque sans produire de travail.

Cet effet de l'étranglement du tiroir est d'autant plus marqué que l'introduction est plus réduite, en sorte que les grandes détentes ne peuvent être obtenues dans un seul cylindre, avec un tiroir ordinaire que dans des conditions incorrectes qui ne permettent pas un bon rendement.

La distribution par tiroir implique donc un certain sacrifice sur le contour du diagramme. Il importe de prévoir quel sera le déficit de la courbe réelle par rapport à celle qu'on eût pu obtenir avec un organe de distribution théoriquement parfait.

Dans un grand nombre de machines construites d'après les usages de la Marine militaire, la course du tiroir et la longueur des orifices sont déterminées de manière que la plus grande section σ offerte à l'admission ait la valeur suivante :

$$\sigma = 0,03SVm$$

S étant la section du piston, V_m la vitesse moyenne du piston.

Si la section de passage conservait toujours cette valeur, la vitesse de la vapeur qui la traverserait pour remplir le volume décrit par le piston supposé animé constamment de sa vitesse moyenne V_m serait :

$$\frac{SV_m}{\sigma} = \frac{SV_m}{0,03SV_m} = 33 \text{ mètres.}$$

La vitesse fictive de la vapeur calculée par le rapport $\frac{SV_m}{\sigma}$ n'a évidemment qu'une relation très lointaine avec la vitesse réelle de la vapeur pendant l'introduction. Ce nombre donne néanmoins une certaine notion de l'étranglement plus ou moins grand de l'orifice d'introduction et de la dépression qui doit résulter de cet étranglement.

Au début de la course, alors que le piston n'a qu'une très faible vitesse, la pression accusée par la courbe est sensiblement égale à celle de la boîte à tiroir. A mesure que le piston prend de la vitesse, la courbe s'abaisse doucement; vers la fin de l'introduction sa chute s'accroît, d'autant plus que le rapport en question $\frac{SV_m}{\sigma}$

est plus grand. Pour la valeur précédemment indiquée de 33 mètres la dépression, à la fin de l'introduction se trouve égale environ à 15 % de la pression absolue initiale et la perte moyenne de pression rapportée à toute la période d'introduction est d'environ 5 %.

La connaissance de la dépression moyenne est seule nécessaire pour évaluer le travail à pleine introduction, mais la dépression finale détermine l'origine de la courbe de détente et, à ce titre, est très importante à établir exactement puisque toute la surface de la seconde partie du diagramme en dépend. Or, il est visible que cette dépression finale dépend des valeurs respectives de l'ouverture offerte à la vapeur et à la vitesse de débit du piston.

Lorsque la fraction de course représentant l'introduction s'abaisse au-dessous de 0,60 ou lorsque la vitesse fictive de la vapeur à travers l'orifice dépasse notablement 33 mètres, la dépression à la fin de l'admission atteint souvent 20 ou même 30 % de la pression absolue initiale.

Dans ces conditions, les données géométriques de la régulation ne définissent en aucune façon le phénomène physique de la détente. En d'autres termes, si l'on compare deux machines

dans lesquelles la fermeture géométrique du tiroir ait lieu au même point de la course, il peut se faire que la détente réelle ne soit mutuellement la même dans l'une et dans l'autre. Suivant les conditions d'ouverture du tiroir, la dépression finale peut avoir des valeurs fort différentes en sorte que, la détente anticipée qui se produit avant la fermeture de l'orifice peut être négligeable dans un cas et très notable dans l'autre.

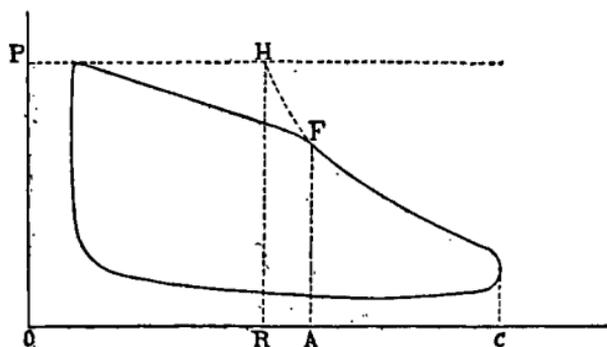
La détente réellement effectuée dans une machine est donc fort très difficile à définir puisqu'elle dépend des conditions de l'ouverture du tiroir.

On considère parfois la détente réelle définie de la manière suivante :

Soit p le poids de vapeur sensible introduit dans le cylindre, poids qu'il nous est facile de calculer en relevant sur le diagramme le volume et la pression qui correspondent au moment de la fermeture du tiroir. Déterminons le volume v que ce poids de vapeur occupait dans la chaudière où il était soumis à la pression de régime. Après les différentes phases de son travail, ce poids de vapeur finit par occuper un volume V égal au volume total du cylindre de détente. Le coefficient de détente réelle sera le rapport $\frac{V}{v} = c$.

Remarquons que le volume v pourra en général se déterminer sans aucun calcul ; il nous suffira de marquer sur le diagramme le point F correspondant à la fermeture de l'introduction, de tracer l'hyperbole de Mariotte passant par ce point et de la prolonger jusqu'à sa rencontre avec la ligne représentant la pression de régime

Fig. 2



(en tenant compte bien entendu des espaces morts).

Dans le cas de la *fig.* ci-dessus, le coefficient de détente réelle serait le rapport $\frac{OC}{OR}$.

Dans une machine théorique sans dépressions, ce rapport serait égal à celui du volume d'introduction au volume final et la courbe de détente s'étendrait d'une manière régulière et continue entre les deux volumes V et v . Dans la réalité

il n'en est jamais ainsi ; le coefficient de détente réelle $\frac{OC}{OR}$ est toujours supérieur au coefficient de détente apparente $\frac{OC}{OA}$, le rapport du premier de ces nombres au second donnant une sorte de mesure de l'importance relative des dépressions.

9. Détente et échappement. Dimensions de l'orifice d'échappement. — La courbe de détente peut, comme nous l'avons dit, être confondue avec une hyperbole équilatère définie par l'équation $vp = \text{const.}$: le tracé de cette courbe suppose qu'on connaît le volume exact occupé par la vapeur, c'est-à-dire le volume du cylindre augmenté de ses espaces morts. Nous avons suffisamment montré que ce tracé ne représente qu'une approximation empirique et que les lois physiques qui régissent le phénomène sont bien trop complexes pour servir à un tracé pratique.

La détente continue jusqu'à ce que le piston approche du bout de sa course ; vers ce moment le tiroir commence à ouvrir à l'échappement.

Il est important que l'évacuation de la vapeur se fasse rapidement, qu'elle commence et se termine le plus près possible du point mort. La section de passage nécessaire pour assurer ce

résultat est habituellement prise proportionnelle au produit SVm . Dans les anciennes machines d'Indret en particulier, on trouve pour la section de ce conduit la valeur suivante :

$$S = 0,035SVm$$

qui correspond à une vitesse apparente d'écoulement de $28^m,57$.

Cet orifice reste ouvert en grand pendant une bonne partie de la course du piston, et la loi suivant laquelle il s'ouvre et se ferme, diffère peu d'une machine à l'autre : Dans ces conditions, il est visible que si la vitesse d'échappement est la même, le temps employé pour vider le cylindre sera une même fraction de la durée du coup de piston.

La vitesse d'échappement, il est vrai, n'est pas constante, mais on peut admettre que dans les machines de types analogues où la détente amène la vapeur à la même pression finale, la valeur moyenne de cette vitesse reste la même. En fait, la règle indiquée donne toujours des échappements assez rapides et la contre-pression moyenne sous le piston ne dépasse guère que de $0^{kg},06$ ou de $0^{kg},07$ celle du condenseur.

Lorsque les orifices d'échappement sont trop petits, la contre-pression sous le piston aug-

mente aux dépens du travail développé; aussi importe-t-il de ne pas réduire outre mesure les sections de passage dans le but de diminuer le poids et l'encombrement des appareils.

Toutefois lorsqu'il s'agit d'appareils appelés à fonctionner entre des limites de vitesse très étendues et pour lesquelles les allures à outrance sont exceptionnelles, on peut accepter pour ces dernières allures des valeurs de $\frac{SV}{s}$ inférieures à celle de 0,035 qu'on admettait autrefois pour tous les navires et qu'on doit conserver aujourd'hui pour les machines de paquebots qui sont appelées à fonctionner à un nombre de tours peu différent du nombre de tours maximum. Ainsi les Forges et Chantiers de la Méditerranée ont admis 0,0257 et l'Usine d'Indret 0,020 correspondant à une vitesse d'écoulement de 50 mètres. Nous estimons qu'il conviendra de ne pas descendre au dessous de cette dernière limite.

10. Avance à l'échappement. — Quelquefois, dans le désir de bénéficier jusqu'au bout du travail de la détente, on ne fait ouvrir l'échappement qu'au moment même de la fin de la course du piston. C'est une erreur, parce que le vide demande un certain temps pour s'établir, de sorte qu'on constate au début de la course de

retour du piston une contre-pression trop forte par laquelle on perd plus de travail qu'on n'en gagne par la prolongation de la détente. On sera, en général, dans de bonnes conditions en faisant commencer l'ouverture au condenseur vers 0,9 de la course du piston ; la durée de l'échappement sera alors partagée à peu près en deux parties égales par le point mort. Cette disposition a de plus pour effet de diminuer les pressions supportées par les paliers et les articulations au moment du bout de course, ce qui est avantageux au point de vue de la douceur du mouvement de rotation.

Nous considérons l'échappement comme terminé lorsque la contre-pression sous le piston est devenue constante, dans le cas d'orifices bien proportionnés ; ce moment est sensiblement atteint à 1 dixième de la course ; à partir de ce moment, la ligne de vide devient horizontale, mais elle ne coïncide jamais avec celle qui indiquerait le vide au condenseur ; il y a toujours dans le cylindre un excès de pression sur celle du condenseur, on peut l'évaluer à $0^{\text{kg}},06$ ou $0^{\text{kg}},07$. Quand l'orifice d'échappement est trop petit, la contre-pression diminue pendant longtemps avant d'atteindre sa valeur constante ; quelquefois même ce point n'est jamais atteint

et la ligne de vide est constamment inclinée d'un bout de course à l'autre ; on conçoit que la valeur moyenne de cette contre-pression puisse alors être très élevée.

11. Période de compression. — Le cylindre ne reste pas en communication avec le condenseur pendant toute la durée du coup de piston, la communication se trouve interrompue par le tiroir quelque temps avant le bout de course. A partir de ce moment, la vapeur qui se trouve emprisonnée derrière le piston, est comprimée par lui, de sorte que, à la fin de la course, elle n'occupe plus que le volume des espaces morts ; sa pression augmente naturellement pendant que son volume diminue.

Dans les machines à tiroirs, l'existence de cette période de refoulement est une conséquence forcée de la valeur admise pour l'avance à l'échappement ; mais il se trouve que cette conséquence est heureuse et que la compression devrait être recherchée quand bien même elle ne serait pas en quelque sorte imposée par les autres données de la régulation.

Il est visible d'une part que si, à la fin de la course, l'espace mort renferme un certain poids de vapeur, la dépense de la chaudière, pour le coup de piston suivant, sera diminuée d'autant ;

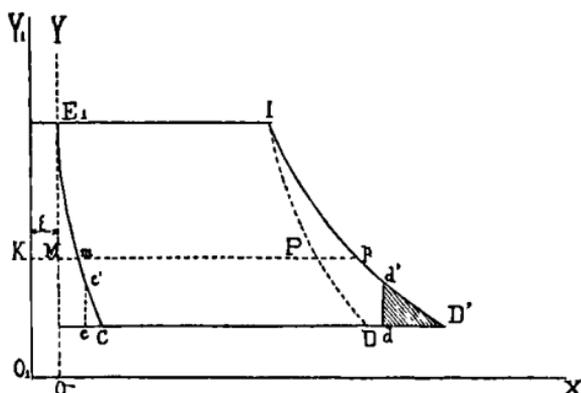
mais, d'autre part, il est clair que le travail exigé par le refoulement est acquis aux dépens de celui qu'on peut recueillir sur l'arbre. On gagne donc d'un côté pour perdre de l'autre, et il n'est pas possible, à première vue, d'apercevoir de quel côté est l'avantage.

Dans les machines Woolf, à deux cylindres placés bout à bout, la vapeur peut être plus ou moins comprimée dans les espaces morts proprement dits de chacun des cylindres, mais elle l'est nécessairement aussi dans l'espace ou réservoir intermédiaire qui les sépare l'un de l'autre. On sait, en effet, que la vapeur émise par le petit cylindre est admise dans le grand ; mais cette admission ne dure pas pendant toute la course ; elle cesse par exemple aux 75 centièmes. A partir de ce moment, la vapeur comprise entre le petit piston et le tiroir du grand cylindre se trouve comprimée dans le petit cylindre et dans l'espace intermédiaire. Dans un cas comme dans l'autre, la plupart des constructeurs admettent qu'il faudrait pousser la compression assez loin pour reproduire dans l'espace mort ou dans le réservoir intermédiaire la pression de la vapeur qui doit être introduite dans ces capacités, de sorte que, au moment de l'ouverture du tiroir, il ne se produise aucune détente brusque.

Un raisonnement simple, équivalent en principe à tous les calculs qu'on peut faire sur cette question, permet de concevoir l'efficacité d'une telle disposition.

12. Explication élémentaire de l'utilité du refoulement. — Considérons le diagramme EELD, ID (*fig. 3*) d'une machine sans espaces

Fig. 3



morts et dans laquelle la détente serait complète, c'est-à-dire assez prolongée pour amener la vapeur contenue dans le cylindre à bout de courses, à la pression même du condenseur.

Soit ID la courbe de détente sur la nature de laquelle nous ne faisons aucune hypothèse. Supposons maintenant que nous ajoutions à notre cylindre un espace mort E et faisons commencer

la compression au point C, choisi de telle façon que, au moment où le piston atteint le bout de sa course en E, la pression de la vapeur dans l'espace mort ϵ soit égale à la pression de régime. Le travail nécessaire pour opérer cette compression est représenté par l'aire EE, C.

Lors du coup de piston suivant, cette vapeur emmagasinée dans les espaces morts, vapeur que nous pouvons supposer séparée de celle qui remplit le reste du cylindre par une enveloppe fictive, va participer au travail de détente. Arrêtons par exemple le piston au moment où la pression a la valeur OM et demandons-nous quel est à ce moment le volume de la masse de vapeur renfermée dans le cylindre et dans les espaces morts.

Le poids de vapeur qui remplissait les espaces morts se détend suivant la même loi qui a présidé à sa pression (nous admettons du moins qu'il en soit ainsi) de sorte que son volume sera représenté par Km. Quant à la vapeur qui remplit le reste du cylindre, elle se détend de la même façon que dans l'hypothèse précédente, et le volume correspondant à la pression OM se trouvera égal à MP. Le volume total occupé par les deux poids de vapeur que nous avons considérés séparément s'obtiendra en portant à partir du point m une longueur $mp = MP$.

En d'autres termes, la courbe de détente se trouve reportée vers l'extérieur et l'augmentation de surface qui en résulte pour le diagramme est précisément équivalente à l'aire EE, C représentant le travail de compression.

Ainsi dans le cas d'une détente complète et d'un refoulement poussé jusqu'à reproduire la pression de régime, le diagramme de la machine avec espaces morts est égal à celui de la même machine sans espaces morts, et la dépense de vapeur par coup de piston est également la même.

En réalité, la détente n'est pas complète; au moment où l'échappement s'ouvre, la pression de la vapeur dans le cylindre surpasse celle du réservoir intermédiaire d'une quantité représentée par exemple par $d d''$, on néglige alors de recueillir l'extrémité d' , d , D' , de l'aire curviligne qui représente le travail rendu.

Par contre, la compression est complète, c'est-à-dire que la vapeur est prise à la pression du réservoir d'émission pour être ramenée à sa tension initiale. On dépense donc un peu plus de travail par la compression qu'on n'en recueille par la détente; mais étant données les conditions habituelles du fonctionnement des machines, il est visible que ce léger déficit de travail n'est

pas comparable à l'économie de vapeur représentée par toute la capacité des espaces morts.

Mais ce raisonnement, entièrement géométrique, ne tient pas compte de l'action des parois, action qui pourrait n'être pas la même pendant la compression. Aussi est-il indispensable d'en confirmer la conclusion par des faits d'expérience.

13. Justifications expérimentales de l'avantage du refoulement. — M. A. Charles (*Application de la théorie mécanique de la chaleur au perfectionnement des machines à vapeur*) expose les résultats avantageux d'un refoulement prolongé obtenus par M. l'ingénieur Lissignal, dans le service courant d'une ligne de paquebots et n'hésite pas à recommander l'application générale de ce procédé.

Dans le *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse* (30 octobre 1874), M. Hallauer cite deux résultats d'expérience qu'il analyse de manière à mettre en évidence le rôle des parois métalliques, suivant la méthode appliquée par M. Hirn à l'étude de la détente.

Il établit que la courbe de refoulement diffère de la ligne adiabatique : « la pression augmente d'abord plus vite que la théorie ne le fait supposer; plus tard c'est l'inverse qui se produit. En d'autres

termes, au début de la compression, les parois fournissent de la chaleur à la vapeur ; à la fin, au contraire, la pression et la température de la vapeur s'étant élevées, c'est elle qui cède de la chaleur aux parois. »

Malgré cette perturbation apportée aux hypothèses théoriques, les résultats des expériences de M. Hallauer ont confirmé les avantages du refoulement que nos raisonnements approximatifs nous ont fait entrevoir et qui sont du reste admis par la plupart des constructeurs.

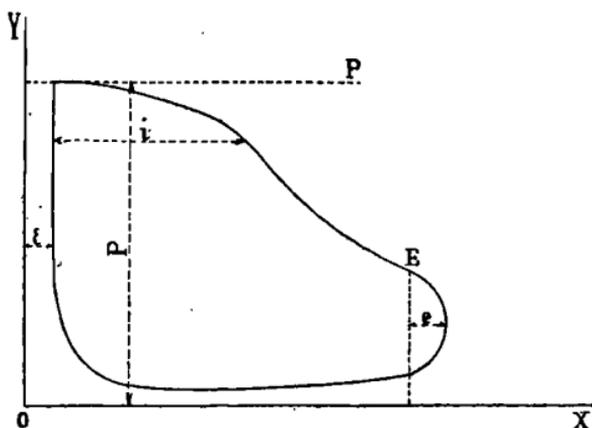
14. Diagramme prévu d'une machine simple. — Nous venons d'examiner toutes les périodes du fonctionnement de la vapeur dans un cylindre, le tracé approximatif du diagramme prévu, résulte des indications que nous avons données. Si les sections de passage et les ouvertures de tiroir sont normales, on admettra pendant l'admission une dépression moyenne de 5 % et une dépression finale de 15 %.

La courbe de détente assimilée à une hyperbole équilatère doit être établie en tenant compte du volume des espaces morts dont l'importance est souvent très considérable surtout lorsqu'il s'agit d'une détente effectuée par un tiroir proprement dit.

Les parties de la courbe correspondant à l'ins-

tant de l'échappement se traceront approximativement en imitant les diagrammes. La ligne de vide sera supposée, dans sa partie moyenne à peu près horizontale et placée de manière à

Fig. 4



donner sous le piston une contre-pression choisie d'après la valeur admise pour le rapport $\frac{s}{SV}$ relatif à l'orifice d'échappement soit $0^{kg},200$ pour $\frac{s}{SV} = 0^{kg},035$ et $0^{kg},300$ pour $\frac{s}{SV} = 0,020$. La partie comprise dans la période de refoulement sera assimilée à une hyperbole équilatère.

15. Diagramme des machines Woolf. — La plupart des machines, qu'on peut avoir à étudier aujourd'hui, ont un cylindre de détente sé-

paré du cylindre d'admission. Ces deux cylindres peuvent être placés l'un devant l'autre ; les pistons agissent alors sur une tige commune ; c'est le type Woolf proprement dit ; ils peuvent aussi être juxtaposés ; les deux pistons travaillent alors sur des manivelles qui n'ont pas le même calage. Cette variété du type Woolf, aujourd'hui la plus répandue, se désigne sous le nom de machines Compound ; on y trouve fréquemment deux cylindres de détente au lieu d'un seul, mais le principe du fonctionnement reste toujours le même.

Dans tous ces cas différents, le tracé du diagramme est un peu plus compliqué que lorsqu'il s'agit d'une machine simple ; le point délicat est de déterminer sous quelle pression la vapeur passe dans le cylindre de détente, après avoir abandonné le cylindre d'admission et traversé un espace ou réservoir intermédiaire dont les dimensions sont en général assez considérables pour que la pression y varie peu.

Dans les machines Woolf (au moins dans les types adoptés par notre Marine), l'existence de ce réservoir est en quelque sorte imposée par la construction. Les deux cylindres sont écartés l'un de l'autre de toute la distance qui est nécessaire pour garnir les presse-étoupes placés sur

les fonds ; aussi faut-il pour conduire la vapeur d'un tiroir à l'autre, un certain développement de tuyautage dont le volume ajouté à celui de la grande boîte à tiroir donne une capacité égale à 3 ou 4 fois celle du petit cylindre.

Dans les machines Compound, ce réservoir est absolument nécessaire au fonctionnement, car il est destiné à recevoir la vapeur émise par le petit cylindre, à un moment où le grand n'est pas encore prêt à la recevoir, aussi ne doit-on pas chercher à lui donner un volume inférieur à 6 ou 7 fois celui du petit cylindre.

Nous supposerons ce volume assez grand pour que les variations de pression de vapeur y soient insensibles ; dans cette hypothèse et en admettant la loi de Mariotte, la pression dans le réservoir est facile à trouver. Soient en effet $i_1 V_1$, le volume d'introduction au grand cylindre et p_1 la pression de la vapeur au moment où l'introduction se ferme : le poids de vapeur enlevé, par coup de piston, par le grand cylindre au réservoir intermédiaire, est proportionnel à $i_1 V_1 p_1$. Comme la machine est supposée arrivée à un régime permanent, ce poids de vapeur doit être égal à celui que le petit cylindre fournit au réservoir par coup de piston. Ce dernier poids est proportionnel à $i_0 V_0 p_0$; $i_0 V_0$ étant le volume d'in-

roduction au petit cylindre et p_0 la pression au moment où le tiroir ferme. On aurait donc en d'autres termes :

$$i_1 V_1 p_1 = i_0 V_0 p_0$$

Si nous traçons la courbe de détente $I_0 I_1$ en prenant pour abscisses les volumes successivement occupés par la vapeur, la pression p_1 , à la fin de l'introduction au grand cylindre serait l'ordonnée correspondant à l'abscisse $i_1 V_1$.

Il semblerait, dès lors, que la pression dans le réservoir intermédiaire dût être légèrement supérieure à p_1 parce que au moment où le tiroir du grand cylindre se ferme, la vapeur prise dans le réservoir intermédiaire a déjà subi une certaine dépression.

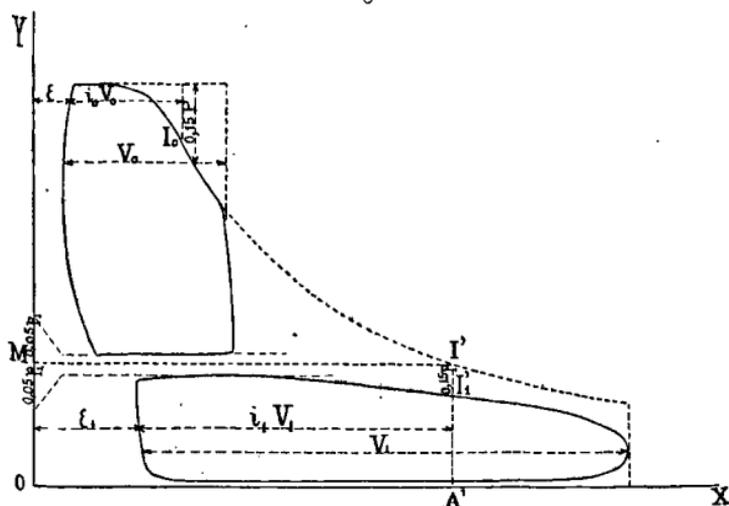
En réalité, les pressions constatées sont un peu inférieures à celles que nous donnerait l'application de la loi de Mariotte : ainsi la valeur p_1 ne représente pas la pression à la fin de l'introduction, mais bien celle du réservoir.

Au moment de la fermeture du grand tiroir, l'ordonnée du diagramme est en général inférieure à p_1 de 15 % ; égale par conséquent à 0,85 p_1 .

C'est à partir du nouveau point I, ainsi déter-

miné que devra se tracer la courbe de détente du grand cylindre ; le reste du diagramme s'achèvera ainsi que nous l'avons dit. La contre-pression, sous le petit piston, est supérieure à la pression sur le grand ; la différence dépend des sections de passage et peut être estimée $0,10 p$;

Fig. 5



au début de la période d'introduction, elle est également répartie en dessus et en dessous de la valeur moyenne p_1 . La ligne qui représente la contre-pression est horizontale, sauf dans la partie qui correspond au refoulement, sa hauteur au-dessus de l'axe ox est $1,05 p$. Au début de la course, la pression sur le grand piston est

0,95 p ; elle reste constante quelque temps, puis diminue doucement de manière à atteindre la valeur 0,85 au point I, où le tiroir se ferme.

16. Ordonnée moyenne générale du diagramme d'une machine Woolf. — On appelle ordonnée moyenne du diagramme d'une machine Woolf ou Compound, la pression par centimètre carré rapportée à la surface du piston de détente. Ainsi soient S_0 et S_1 les surfaces des deux pistons.

Posons : $S_1 = nS_0$

Soient p et p^1 les ordonnées moyennes de chacun des diagrammes considérés isolément; l'effort total aura pour expression :

$$S_0 p + S_1 p^1$$

Si nous rapportons cet effort à la surface du grand piston, nous trouvons l'ordonnée moyenne générale du diagramme de la machine :

$$p_m = \frac{pS_0 + p^1 S_1}{S_1} = p^1 + \frac{1}{n} p$$

Cette ordonnée moyenne est celle qui permettrait à la machine de réaliser le même travail dans le grand cylindre seul.

17. Diagramme fictif (dit diagramme théorique). — On désigne quelquefois sous le nom de diagramme théorique, celui qui serait tracé en admettant :

1° Qu'il n'y ait aucune dépression pendant l'admission ;

2° Que l'on puisse recueillir tout le travail de la détente supposée prolongée jusqu'au bout de la course ;

3° Que le vide absolu règne sous le piston pendant toute la période de retour.

L'ordonnée moyenne d'une machine Woolf s'établit en imaginant que la vapeur exécute toute sa détente dans le grand cylindre.

Si l'on désigne par δ le coefficient de détente, il est facile de voir que l'ordonnée moyenne du diagramme dit théorique, aura pour expression :

$$(1) \quad \pi = \frac{1}{\delta} (1 + \ln \delta) P' = \frac{1}{\delta} (1 + 2,3026 \log \delta)$$

P étant la pression absolue à la chaudière.

L'ordonnée moyenne p_m qu'on obtient en pratique est, bien entendu, inférieure à π , et l'on désigne le rapport $\frac{p}{\pi}$ sous le nom de coefficient de « rendement ». Il convient de bien préciser le sens de ce coefficient et surtout de remarquer

qu'il n'a aucun rapport avec la valeur économique de l'appareil. Si l'on compare deux machines à ce point de vue, on peut dire que celle dont le coefficient de rendement est plus élevé a un diagramme mieux rempli, c'est-à-dire que les étranglements et les chutes brusques de pression ont, dans cette machine, une moindre importance. Mais il serait très inexact d'affirmer qu'elle doit être plus économique que l'autre ; ainsi les machines à un seul cylindre, ont un meilleur coefficient de rendement que celles du type Woolf, bien qu'elles consomment beaucoup plus de vapeur. Nous avons reconnu également que l'existence d'une certaine période de refoulement est avantageuse au point de vue de l'économie, et pourtant il est visible qu'elle diminue l'ordonnée moyenne définie par la formule en question.

Enfin cette formule est établie sans tenir compte des espaces morts qui sont loin d'avoir la même importance relative dans les différents types ; aussi l'ordonnée moyenne, ainsi définie, n'a-t-elle aucun caractère théorique et le coefficient de rendement peut-il tout au plus servir à quelque comparaison entre des machines de même type marchant dans des conditions analogues.

CHAPITRE III

DES ENVELOPPES DE VAPEUR

18. — Les cylindres de presque toutes les machines fixes ou marines sont entourés d'une chemise de vapeur qui s'étend souvent, non seulement sur la surface cylindrique latérale, mais encore sur les fonds et les couvercles.

Pour les petits cylindres, l'enveloppe est à la pression même de la chaudière ; pour les grands cylindres, elle est plus ou moins détendue, mais elle conserve toujours une pression et une température un peu supérieures à celles de la vapeur qui est introduite sur le piston.

Il n'est pas de question concernant la machine à vapeur qui ait suscité des jugements plus divers que celle de l'utilité de ces enveloppes de vapeur. Elle a été niée et affirmée, par des témoignages également consciencieux ; des raison-

nements péremptoires ont été établis pour démontrer qu'elle est nécessaire, d'autres également formels démontrent qu'elle est impossible.

Examinons d'abord la question de fait :

Les machines Woolf ou Compound des paquebots ont toutes des enveloppes de vapeur autour des grands cylindres. Dans les appareils à cylindres superposés (*Tandem*), le petit en est quelquefois dépourvu (*Amérique, Normandie*), mais le but de cette suppression est uniquement de réduire les poids placés dans les parties hautes de ces machines qui s'élèvent quelquefois à 12 ou 13 mètres au-dessus du plan de pose. Aussi peut-on dire que la chemise de vapeur est admise par la pratique de tous les constructeurs. Les mécaniciens de paquebots, qui sont directement intéressés aux économies de combustible et qui suivent avec attention toutes les circonstances du fonctionnement de leurs appareils, ont bien soin de faire constamment usage de l'enveloppe de vapeur ; lorsque le tuyautage ou un joint quelconque de ces enveloppes est avarié, ils s'empressent de le réparer car ils sont convaincus que la suppression du réchauffage de vapeur leur ferait perdre, deux, trois ou quatre tours, soit 10 ou 15 % de la force développée pour une même consommation de charbon. Tous les avis

que nous avons recueillis sur ce point auprès des mécaniciens français et anglais sont unanimes.

Pour les machines à un seul cylindre à longue détente, l'utilité des enveloppes ne paraît pas plus douteuse ; elle est admise par tous les constructeurs de ce genre d'appareils. M. Combes l'a affirmée il y a plus de vingt ans ; M. Hirn l'a vérifié maintes fois et M. Hallauer en a fait l'objet d'un mémoire présenté à la Société de Mulhouse sous le titre : « *Analyse de deux machines Corliss de mêmes dimensions avec et sans enveloppe de vapeur* » dont nous examinerons plus loin les conclusions.

Il est vrai que certaines machines marines ayant fonctionné successivement avec et sans enveloppe de vapeur, ont donné sensiblement les mêmes résultats. On en cite même pour lesquelles l'enveloppe donnait lieu à une augmentation de dépense de vapeur.

En présence de ces faits, on comprendra que la question des enveloppes de vapeur ait pu donner lieu à des interprétations diverses.

Nous pensons que leur utilité est, en principe, incontestable, mais qu'elle peut souvent être annulée par le fait de quelque disposition vicieuse. Ainsi, certaines enveloppes sont disposées de telle manière que l'évacuation de l'eau condensée n'est

pas assurée en sorte qu'elles finissent par être remplies d'une masse liquide qui refroidit le cylindre au lieu de le réchauffer. Il en est aussi qui sont disposées de manière à baigner une étendue exagérée de parois en fonte, ce qui établit une déperdition considérable par conductibilité.

L'utilité de l'enveloppe ne peut être démontrée *a priori*. Si l'on cherche à résoudre la question par le raisonnement seul, on aperçoit immédiatement quelques arguments qui porteraient à nier l'efficacité, des enveloppes tandis que les arguments justifiant la conclusion contraire sont beaucoup plus difficiles à imaginer.

Ainsi, il est certain que l'enveloppe de vapeur est plus influencée par le refroidissement extérieur que ne serait le cylindre lui-même. Aussi l'action de l'enveloppe ne dérive-t-elle pas de cette cause; les pertes par refroidissement sont négligeables lorsque l'appareil est enveloppé d'un bon manteau isolant.

L'enveloppe n'est efficace que grâce à la chaleur qu'elle cède à la vapeur du cylindre; or, il semble que cette chaleur doit-être mal utilisée, elle se transporte en effet entre deux masses gazeuses, à des températures très différentes et les principes élémentaires de la thermodynamique apprennent qu'il faut autant que possible éviter

des échanges de ce genre. Si nous avons dans notre enveloppe de la vapeur à 10 kilogrammes par exemple et qu'il s'en condense un poids p , la chaleur correspondante provoquera dans l'intérieur du cylindre la vaporisation d'un poids d'eau très peu différent de p mais à une pression qui sera peut-être d'un kilogramme seulement ou moins encore. N'eût-il pas été plus profitable d'introduire dans le cylindre même ce poids p qui eût alors participé depuis l'origine à toutes les phases du travail? Bien plus, ce poids p qui se condense dans l'enveloppe peut provoquer la vaporisation d'un poids p d'eau du cylindre pendant la période d'échappement; dans ce cas, la chaleur correspondante est non-seulement inutile, mais nuisible, puisqu'elle sert à réchauffer le condenseur.

Ces raisonnements, exacts en eux-mêmes, montrent que tout n'est pas bénéfice dans l'action des enveloppes mais, comme ils conduisent à une conclusion contraire aux faits, il est clair qu'il n'embrassent pas l'ensemble de la question et ne rendent qu'un compte imparfait du véritable mode d'action des enveloppes. Nous allons chercher à faire comprendre le principe de l'explication qu'en a donnée M. Hirn.

Lorsque nous faisons marcher une même machine successivement, avec et sans enveloppe,

le crayon de l'indicateur trace deux courbes dont les ordonnées sont en général très différentes et accusent la présence de poids de vapeur bien supérieurs lorsque l'enveloppe fonctionne. Le tableau ci-joint résume les résultats obtenus par M. Hallauer sur deux machines Corliss de mêmes dimensions marchant avec et sans enveloppe de vapeur. « Mulhouse, 1873 (Pl. 7) ».

Termes de comparaison	avec enveloppe	sans enveloppe
Pression absolue à la fin de l'admission . .	5kg,22	5kg,150
// à la fin de la détente	0, 80	0, 501
Coefficient de détente avec espaces morts .	10	13
Exposant a définissant la de détente dans la formule approximative		
$\frac{P'}{P} = \left(\frac{V'}{V}\right)^a$	0, 85	0, 90
Poids de vapeur consommé par coup de piston	0, 1253	0, 1122
Poids de vapeur déposé dans l'enveloppe	0, 0048	
	soit 3,84 ‰	
Proportion d'eau au début de la course . .	0, 46	0, 62
// de vapeur //	0, 54	0, 38
// d'eau à la fin de la course	0, 15	0, 41
// de vapeur //	0, 85	0, 59
Chaleur déposée pendant l'admission A . .	27 ^c ,58	32 ^c ,70
// rendue pendant la détente B	22, 37	11, 87
// perdue au condenseur Rc	3, 71	19, 67
// perdue par rayonnement extérieur	1, 50	1, 25

Diamètre du cylindre	0 ^m ,510
Course du piston	1, 060
Nombre de tours par minute.	55
Espaces morts.	0,0328V

Dans la machine sans enveloppe, nous trouvons à bout de course 41 % d'eau, tandis qu'avec l'enveloppe, cette proportion ne dépasse pas 15 %; la chemise de vapeur semble donc produire une régénération de vapeur équivalente à 26 % de la dépense totale de la machine.

Il est bien évident que cette régénération de vapeur n'est pas équivalente à la chaleur cédée par le poids de vapeur condensé dans les enveloppes, poids qui n'atteint même pas 0,04 de la dépense.

Aussi faut-il admettre que l'enveloppe n'agit point par la chaleur qu'elle cède directement, mais par une modification qu'elle apporte au rôle des parois, principalement pendant la période de détente. Que l'enveloppe agisse ou non, il y a toujours une condensation notable au moment de l'admission. Mais les courbes de détente sont loin d'être semblables; lorsque l'enveloppe agit, la chaleur rendue par les parois pendant la détente représente une fraction bien plus importante du nombre de calories déposées au début. Il semble que les parois traversées d'une manière continue, par un faible courant de chaleur allant

de l'enveloppe au cylindre, soient pénétrées moins profondément par la chaleur qu'elles reçoivent du côté du cylindre, de sorte que cette chaleur, répandue dans des couches plus voisines de la surface, est plus facilement restituée pendant la détente.

19. Le rôle de l'enveloppe paraît consister dans une modification de l'action des parois. — En effet, lorsqu'une paroi n'est pas réchauffée par la vapeur, elle présente (comme on l'a souvent constaté par l'expérience) dans toute son épaisseur une température inférieure à celle de la vapeur qui arrive de la chaudière et cette température va en diminuant de l'intérieur du cylindre à l'extérieur. Au moment où la face intérieure est rencontrée par un courant de vapeur plus chaude qu'elle, elle se réchauffe et transmet par conductibilité un certain nombre de calories aux couches élémentaires qui la suivent. Au bout d'un temps suffisamment long, la paroi toute entière subirait l'influence de ce réchauffage, mais étant donnée la durée limitée du coup de piston il n'en est pas ainsi parce que la chaleur communiquée est bientôt retirée pendant la détente de l'émission. Quelle est alors la masse de métal qui participe à cette oscillation de température et, entre quelles limites s'exerce

cette oscillation ? Nous ne saurions le dire, mais nous pouvons concevoir que la température moyenne de la paroi intervienne dans une forte mesure ; aussi peut-il y avoir intérêt à la surélever, en entourant la paroi d'une chemise de vapeur à la pression de la chaudière. Dans ce cas, la surface interne de la paroi subit également l'influence du « refroidissement au condenseur », et lorsque, au moment de l'admission, le jet de vapeur viendra la frapper, elle absorbera encore la chaleur mais cette chaleur pénétrera moins loin, parce qu'elle rencontrera bientôt des couches ayant une température égale à la sienne, aussi sera-t-elle répartie dans une masse de métal moindre dont la température moyenne pourra en conséquence se trouver plus élevée. Par suite, on conçoit que la restitution de cette chaleur puisse avoir lieu plus facilement et dès le début de la détente.

L'effet inverse du réchauffage se produit également, lorsque, par suite d'une fausse manœuvre, les enveloppes restent pleines d'eau froide ; on constate au dedans du cylindre, une perte de vapeur sensible bien supérieure à celle que correspondrait au nombre de calories transmis directement de l'intérieur du cylindre à l'eau qui l'entoure.

Tout le monde sait également qu'il importe d'envelopper les cylindres d'un manteau isolant ; sous peine de voir le rendement du moteur fortement diminué : il est pourtant hors de doute que la perte extérieure par conductibilité est tout-à-fait insignifiante devant la perte de chaleur intérieure, aussi faut-il chercher la cause du déficit de travail dans des condensations intérieures plus énergiques dues à un mode d'action différent des parois.

Que l'on admette ou non cette explication du rôle des enveloppes, il est bien évident que leur action dépend d'une infinité de circonstances multiples : de la durée du coup de piston, du coefficient de détente, de l'épaisseur des parois, des dimensions de la machine, etc. ; aussi est-il à peine nécessaire de dire que leur effet ne se traduit pas par un chiffre absolu et toujours le même.

Lorsque l'on compare une grande machine à une petite, on voit que les poids de vapeur dépensés par coup de piston varient comme les cubes des dimensions, tandis que les surfaces de réchauffage suivent la loi des carrés ; aussi doit-on s'attendre à trouver une condensation moindre dans les enveloppes des grandes machines.

C'est en effet ce qui a lieu dans nos appareils

puissants, la dépense des enveloppes ne représente guère que 3 à 4 % de la dépense totale, tandis que dans les petits moteurs d'atelier analysés par M. Hallauer, cette proportion s'élève à 7 et 8 %.

La durée du coup de piston n'est pas non plus indifférente, car tous les phénomènes où la conductibilité joue un certain rôle ne sont point instantanés.

Toutes choses égales d'ailleurs, le rôle de l'enveloppe doit être plus accusé dans les machines lentes.

Nous avons montré plus haut que tout n'est pas bénéfique dans l'action de l'enveloppe, en particulier le réchauffement qu'elle apporte au condenseur vient diminuer son effet utile. Ce point est nettement mis en évidence par les expériences de M. Hallauer : un même poids d'eau présent à bout de course produit une perte au condenseur R_c plus forte dans la machine à enveloppe ; il est certain, en effet, que si les parois sont plus aptes à rendre de la chaleur pendant la détente, elles en cèdent aussi plus facilement pendant l'échappement.

La question se réduit à savoir de quel côté est l'avantage.

L'expérience a montré que l'effet utile de l'enveloppe l'emporte en général sur les pertes

qu'elle occasionne. Aussi, toutes les machines dans lesquelles le constructeur se préoccupe de l'économie de combustible en sont-elles pourvues.

Dans ces dernières années, on les a supprimées pour quelques appareils dans lesquels on recherchait avant tout la légèreté, mais nous serions bien tentés de croire que les raisonnements par lesquels on a cherché à justifier cette mesure n'étaient guère qu'un prétexte destiné à donner une apparence spécieuse à une concession regrettable.

20. De la surchauffe. — L'effet de la surchauffe de la vapeur est analogue à celui des enveloppes. Les avantages économiques en ont été nettement constatés et cependant on ne voit pas *a priori* et la théorie n'indique pas pourquoi il peut y avoir intérêt à employer en surchauffe un certain nombre de calories dont on aurait pu disposer pour augmenter la production de vapeur. Il faut admettre que la vapeur surchauffée qui vient frapper une paroi plus froide qu'elle ne lui abandonne pas sa chaleur aussi facilement que si elle était saturée ou humide. Le nombre de calories représenté par la surchauffe est très petit relativement à la chaleur habituellement déposée dans les parois ; si la surchauffe a pour effet de réduire la valeur de cette chaleur

déposée, ce n'est point par un effet équivalent au supplément de chaleur emmagasiné mais par une modification de la manière d'être de la vapeur, de même que l'action de l'enveloppe tient d'une manière d'être différente des parois.

En principe, la surchauffe paraît préférable au réchauffage par les enveloppes, parce qu'elle ne représente pas l'inconvénient de fournir de la chaleur en pure perte au condenseur.

Les expériences de M. Hirn ont mis ce fait en évidence ; il résulte également des expériences comparatives décrites par M. Walther Meunier dans le *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse* (Juin 1891). Mais ce perfectionnement exige une régularité de marche bien difficile à réaliser dans le service à la mer. Des surchauffes de 150° à 200° comme celles employées par M. Hirn pourraient, si elles étaient accidentellement dépassées, produire des effets désastreux et même en admettant qu'elles soient sans inconvénient pour certains moteurs d'ateliers, il serait imprudent de les appliquer à nos grands appareils à allure rapide où l'emploi de vapeur saturée à la pression de 11 à 12 kilogrammes présente déjà quelques difficultés au point de vue de la conservation des surfaces. On a toujours constaté en effet une usure et des détériorations plus

rapides dans les organes des petits cylindres que dans les grands où la vapeur est moins chaude.

Nous mentionnerons aussi la diminution de résistance que le bronze et le cuivre rouge subissent à des températures supérieures à 200°. Comme les tuyautages de nos machines marines sont toujours en cuivre, une élévation anormale et accidentelle du degré de surchauffe pourrait être un véritable danger. On pourra consulter avec intérêt les recherches faites à ce sujet par M. André Lechatelier, Ingénieur de la Marine (*Mémoire présenté à l'Académie des Sciences*, 1^{er} juillet 1829 et *Mémorial du Génie Maritime*, mars 1891).

Il est vrai qu'on a employé dans quelques appareils de la marine de guerre ou de paquebots des appareils en tôle qu'on nommait surchauffeurs ou sécheurs et qui étaient placés à la base de la cheminée. Les uns étaient à lames, les autres tubulaires; d'autres enfin formaient un simple coffre annulaire dans lequel passait la cheminée. Ces appareils n'étaient pas sans utilité parce qu'ils diminuaient la tendance aux entraînements d'eau, mais ils ne produisaient qu'une surchauffe insignifiante, 20° ou 30° au plus, et nous ne croyons pas que l'effet économique en ait jamais été sérieusement constaté.

21. De l'influence du nombre de tours et du choix des dimensions principales. —

L'influence du nombre de tours sur la valeur économique de la machine est tout aussi controversée et plus incertaine encore que celle du réchauffage par les chemises de vapeur. Nous l'examinerons avec moins de détails parce qu'elle a moins d'importance ; il existe en effet des machines lentes et des machines rapides également économiques, aussi peut-on dire que la vitesse de rotation se détermine par des considérations tout-à-fait étrangères à l'économie de combustible ; ce sont celles du poids et de l'encombrement, de l'utilisation de l'hélice, de la sécurité du mécanisme, et en général du service auquel l'appareil est destiné.

A première vue, il est bien difficile d'admettre que les actions réciproques de la vapeur et des parois ne dépendent pas de la durée du coup de piston et ne se trouvent aggravées à mesure que cette durée augmente. C'est en effet ce qui résulte des expériences du « *Cher* » (1) où l'on voit que les poids de vapeur condensés pendant l'admission sont exactement proportionnels à la

(1) Expériences exécutées en 1860 par MM. les Ingénieurs de la Marine Joëssel et Thibaudier (*Mémorial du Génie Maritime*, 1860).

durée du coup de piston. D'autre part, nous constatons toujours dans les marches au point fixe des consommations supérieures à celles obtenues en route libre à la même détente et à un nombre de tours plus grand.

Quant aux résultats pratiques obtenus à diverses vitesses, soit avec une même machine, soit avec des machines analogues, ils ne permettent pas de décider la question d'une manière précise, parce que la vitesse de rotation influe sur les étranglements et sur les dépressions plus encore que sur les effets thermiques. Supposons, en effet, que, en faisant varier la résistance, on fasse donner à une machine des nombres de tours différents pour une même introduction, il arrivera que les vitesses de la vapeur à travers les orifices variant comme les nombres de tours, les dépressions se trouveront plus fortes pour la plus grande vitesse. Si néanmoins cette allure est la plus économique, il est naturel de penser qu'il y a, dans la rapidité du coup de piston, une cause qui contrebalance l'effet nuisible d'un étranglement plus marqué, mais on ne saurait dire par quel nombre se traduisent l'un et l'autre de ces effets.

Il est clair, du reste, qu'ils ne peuvent se balancer que dans des limites assez restreintes, et

quë, si l'augmentation de vitesse était portée trop loin, l'effet nuisible l'emporterait de beaucoup sur l'autre.

D'un autre côté, si nous comparons deux machines ayant des cylindres de même volume mais dont les orifices sont proportionnés en vue de vitesses différentes, les dépressions peuvent être les mêmes pour l'une et pour l'autre, mais alors les espaces morts sont plus grands pour la machine rapide, ce qui est un désavantage. Si elle l'emporte sur l'autre, ce ne peut être que par un régime intérieur plus favorable, dû à des condensations moindres.

En somme, l'augmentation du nombre de tours parait avoir sur le rendement économique une influence favorable. Aussi le nombre de tours sera-t-il limité par des considérations étrangères au point de vue économique; celles de la moindre fatigue des organes et de la sécurité du fonctionnement.

23. Avantages des grandes courses de piston. — Un nombre très-important à considérer à ce point de vue, est la vitesse linéaire du piston :

$$v = \frac{2Cn}{60}$$

On admet en général qu'elle ne doit pas dépasser une limite déterminée soit quatre mètres environ, sous peine de rendre la surveillance trop difficile et de compromettre le graissage des articulations.

Etant donnée cette limite, le produit Cn est déterminé, mais C et n peuvent recevoir chacun une infinité de valeurs différentes, en d'autres termes on peut admettre une grande course et un petit nombre de tours ou une petite course et un grand nombre de tours. Ces diverses solutions sont-elles équivalentes au point de vue de la fatigue du mécanisme ? La considération de la force d'inertie des pièces mobiles nous permet de répondre : non. Il est facile de le faire voir. Désignons en effet par m la masse des pièces mobiles : piston, tige, traverse et bielle que nous supposerons animés d'un mouvement d'ensemble rectiligne, la pression exercée à bout de course sur le tourillon de l'arbre pour la force d'inertie est proportionnelle à mn^2C ; pour une même vitesse, c'est-à-dire pour une même valeur de nC , elle augmente avec n et si l'on veut la réduire autant que possible, il faudra adopter pour la course C la plus grande valeur de l'espace dont on dispose.

Nous reviendrons plus loin sur cette question

importante des pressions exercées à bout de course sur le tourillon de l'arbre par les forces d'inertie ; nous verrons que l'effet peut en être atténué par une régulation convenable, principalement par un choix judicieux de périodes de refoulement et surtout de l'avance à l'admission, mais pour les grands appareils nous reconnaitrons qu'il y a intérêt à réduire ce genre d'efforts au minimum. Nous prendrons donc en général la plus grande course possible.

Le diamètre du cylindre résulte nécessairement du choix que nous avons fait de C et de n (l'ordonnée moyenne étant déterminée ainsi que nous avons appris à le faire par le tracé du diagramme probable). Comme nous avons donné au produit Cn , c'est-à-dire à la vitesse du piston la plus grande valeur pratiquement admissible, le diamètre D se trouve réduit au minimum nécessaire.

Il est à peine nécessaire de faire ressortir l'intérêt de cette dimension dont dépendent essentiellement les pressions transmises par les tiges de piston et la bielle aux diverses articulations et qui détermine à elle seule le poids de plusieurs organes.

Les longues courses ont encore un avantage qui n'est pas sans importance, c'est la réduction des espaces morts.

23. Réduction des espaces morts, conséquence des grandes courses. — Ces espaces, en effet se composent de deux parties ; 1^o Le jeu réservé à chaque bout de course entre le piston et le fond du cylindre ;

2^o Le volume des conduits de vapeur.

Dans toutes les machines, le piston s'arrête à une certaine distance du fond ou du couvercle, suivant la grandeur de l'appareil; cette distance peut varier de 5 à 15 millimètres, mais elle est indépendante de la course, aussi le volume correspondant a-t-il une importance relative d'autant moindre que la course du cylindre est plus grande.

Il en est de même pour le volume des conduits de vapeur, leur section est, comme nous l'avons vu, proportionnelle à la surface du piston et à sa vitesse.

A vitesse égale, elle ne dépend donc nullement de la valeur particulière adoptée pour la course. Quant à la longueur moyenne de ces conduits, elle sera la même, quelle que soit la course, si le cylindre et le tiroir sont convenablement dessinés, de sorte que, en somme, les espaces morts sont proportionnels à la section du piston pour une même vitesse moyenne. Pour diminuer le rapport de leur volume à celui

du cylindre, il y a donc intérêt à adopter une grande course.

Dans les appareils marins on sera en général limité sous ce rapport, par des considérations d'encombrement; sur les paquebots on jouit encore d'une assez grande latitude parce que la machine peut, sans inconvénient, s'étendre dans toute la hauteur du navire; mais il n'en est pas de même pour les bâtiments de guerre, surtout lorsqu'on s'impose la condition de loger tout l'appareil au-dessous de la flottaison. Aussi, plusieurs de nos appareils ont-ils des espaces morts de 10, 12 % ou davantage encore.

Si l'on rapporte la course aux diamètres des cylindres dans les différents types de machines Woolf et Compound employés dans la marine, on trouve qu'elle varie entre le double et la moitié du diamètre du cylindre d'admission. Or, il est clair que le rapport du volume du cylindre à la surface de ses parois dépend dans une forte mesure du choix de ses dimensions principales; il dépend également de la grandeur absolue de la machine. Il semble donc que les condensations intérieures doivent être moindres dans un grand cylindre que dans un petit et que, à volume égal, elles seront d'autant plus faibles que le cylindre se rapprochera davan-

tage des dimensions qui lui donnent une surface minima, c'est-à-dire de l'égalité entre la course et le diamètre.

La pratique ne paraît pas vérifier ces prévisions d'une manière bien nette. Les grandes machines sont un peu plus économiques que les petites; mais l'avantage est minime; il est probable que la plus longue durée du coup de piston vient compenser la diminution relative de la surface nuisible, peut-être aussi, l'effet utile de l'enveloppe qui vient atténuer les condensations intérieures est-il réduit en raison même de la diminution de la surface.

Quoi qu'il en soit, les conditions pratiques d'encombrement et de construction sont, en général, prépondérantes dans le choix des dimensions principales. A égalité de détente, les diamètres et les courses peuvent être choisis de bien des manières à peu près équivalentes au point de vue économique, mais on devra en général adopter une course aussi grande que possible.

CILAPITRE IV

DU PRINCIPE ÉCONOMIQUE DES MACHINES A DÉTENTE SUCCESSIVE

24. — Dans les précédents chapitres, nous avons, à maintes reprises, fait allusion aux machines à détente successive dans des cylindres séparés.

Ce type de moteurs est, en effet, d'un emploi général dans la Marine et très fréquent dans l'Industrie.

Les motifs qui l'ont fait préférer à la machine simple où la vapeur effectue tout un travail dans un seul et même cylindre, sont multiples.

On voit tout d'abord que, le diagramme total étant réparti entre deux ou plusieurs cylindres,

la différence entre l'ordonnée initiale et l'ordonnée finale est bien moindre que lorsque toute la détente s'effectue dans un seul cylindre. Cette circonstance est favorable à l'uniformité du couple de rotation, mais elle a surtout l'avantage de diminuer la charge « maxima » des organes de transmission de mouvement, en sorte qu'elle permet une meilleure utilisation de la matière et par suite une construction plus légère; d'autre part, la moindre différence entre les pressions qui règnent de part et d'autre de chaque piston donne lieu à des fuites moins importantes lorsque l'appareil n'est pas en parfait état.

Enfin la division de la détente entre plusieurs cylindres permet d'obtenir une expansion finale étendue en restant, pour chacun des cylindres, dans les limites d'introduction que l'on peut demander à un tiroir ordinaire, en sorte que l'on n'est pas obligé d'avoir recours à des mécanismes de distribution compliqués et délicats qui se prêtent mal aux exigences du service à la mer.

Ces avantages ont donné une grande vogue aux machines à double détente Woolf ou Compound, aussi pendant une période de plusieurs années a-t-il été à peu près admis que tout bon

moteur devait être à détente successive dans deux cylindres au moins. Les résultats donnés par les moteurs du système Corliss avec des espaces morts très faibles et des organes de distribution réalisant mieux que ne peut le faire le tiroir ordinaire, les conditions d'une régulation théorique ne permettent plus d'être aussi affirmatif aujourd'hui. Dans bien des cas, le moteur à un cylindre sera préférable au [moteur Woolf ou Compound. Ce fait résulte notamment des rapports de M. Walther Meunier, Ingénieur en chef de l'Association Alsacienne des propriétés d'appareils à vapeur sur les essais exécutés sous sa direction pendant les exercices 1888-1889. (*Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse, mars 1889 et mars 1890*).

Nous allons examiner les circonstances qu'on peut faire valoir à l'actif de l'un ou de l'autre système.

1° Machines à détente successive :

A première vue, le partage de la détente entre plusieurs cylindres paraît être une cause de perte de travail et d'augmentation de dépense de vapeur.

Nous avons vu, en effet, que tout passage de la vapeur au travers d'un tiroir ou d'un orifice quelconque entraîne une perte de pression et de

travail, de sorte que la meilleure machine parait être celle qui réalise dans un seul cylindre la plus longue détente.

Le passage de la vapeur d'un cylindre au suivant ne peut se faire qu'à travers deux tiroirs et suivant un parcours assez compliqué qui entraîne nécessairement une dépression plus ou moins considérable; aussi l'avantage économique de la détente successive est-il tellement loin d'être évident que les ingénieurs les plus expérimentés et qui ont le plus étudié la machine à vapeur ont émis sur cette question délicate des vues très différentes.

Le type Woolf ou à détente dans deux cylindres a été introduit dans la Marine en 1860 par M. Dupuy de Lôme et appliqué à des appareils dont la pression de régime n'était que de 1^{kg},80 et dont le coefficient de détente ne dépassait pas 2. Dans ces conditions, l'avantage est resté douteux aux essais; on cite en effet les machines à introduction directe de la *Gauloise* et de l'*Alma* comme ayant consommé par heure et par cheval le même poids de charbon que celles des cuirassés similaires, la *Savoie* et la *Reine-Blanche* qui étaient de même force et du type Woolf. Ces dernières se sont, il est vrai, montrées supérieures en service courant et après un

certain temps d'usage; mais cette supériorité tient uniquement à ce fait que les défauts d'étanchéité provenant d'usure des bagues ou des tiroirs produisent des pertes moins graves dans les machines Woolf que dans les autres.

En somme, après de nombreuses expériences et une polémique assez vive, le bénéfice économique du système de Woolf est resté contestable pour les pressions du régime de 1^{kg},80.

Mais il n'en a plus été de même lorsque, par suite du perfectionnement des chaudières, la pression de régime put être portée à 4 ou 5 kilogrammes par centimètre carré.

La supériorité des machines Woolf se trouva dès lors bien établie par la pratique de toutes les marines militaires et marchandes.

Dans ces dernières années, les pressions de régime ayant été portées à 10 ou 12 kilogrammes par centimètre carré, il a été reconnu que la détente devait s'effectuer non pas dans deux mais dans trois cylindres successifs; c'est le type à triple détente inaugurée par M. Benjamin Normand.

Les explications qu'on donne sur la supériorité économique des machines à détente successive, dérivent en général de deux points de vue bien différents: l'un est en quelque sorte géométrique et l'autre est, avant tout, physique.

25. Théorie géométrique des machines Woolf. — La théorie géométrique se résume dans les lignes suivantes :

« La détente dans deux cylindres séparés est économique, uniquement parce qu'elle permet de réaliser d'une manière effective une expansion prolongée. Nous nous rappelons, en effet, que tout tiroir est un organe défectueux qui, dans les petites introductions, produit de fortes dépressions, de sorte que l'on est forcé de demander à deux cylindres et deux tiroirs agissant successivement, les longues détentes qu'on peut obtenir d'un seul organe de distribution.

D'autre part, il est facile de reconnaître que des espaces morts équivalents produisent une perte de vapeur, plus grande, dans le système à introduction directe. En résumé, toute l'économie des machines Woolf dérive des deux faits suivants : possibilité de réaliser de longues détentes et diminution de la perte par les espaces morts. »

26. Théorie physique des machines Woolf. — La théorie physique, sans nier les avantages que nous venons d'exposer, ne leur assigne qu'une importance secondaire et formule ainsi le principe des machines Woolf :

« Lorsque la vapeur arrivant de la chaudière

est admise dans un cylindre, le poids total de la cylindrée ne participe pas au travail, une portion de la vapeur reste masquée pendant toute la durée du coup de piston et les choses se passent comme si une fuite emportait d'un côté à l'autre du piston une fraction donnée du fluide. L'analogie entre cette perte, due comme nous le savons à la conductibilité des parois, et une fuite est complète et subsiste dans le fait suivant : De même qu'une fuite diminue avec l'écart des pressions régnant de part et d'autre du piston, les condensations nuisibles diminuent avec l'écart des températures extrêmes entre lesquelles travaille la vapeur. Si nous partageons le diagramme total d'une machine entre deux cylindres, nous diminuons par cela même la chute de température qui se manifeste dans chacun d'eux, et, par ce fait, nous réduisons les condensations nuisibles. Nous avons, il est vrai, une fuite dans chacun des cylindres, mais il faut bien comprendre que ces fuites ne s'ajoutent pas, c'est toujours la même qui se reproduit, car la vapeur qui a échappé au petit piston se retrouve dans le grand. La perte moyenne sur le diagramme n'est donc pas la somme, mais bien la moyenne des deux pertes afférant à chacun des cylindres ; or, ces dernières

sont réduites en raison de la moindre chute de température. »

Nous allons examiner successivement les arguments donnés par les partisans de l'une et l'autre théorie.

27. Perte du travail résultant des espaces morts. — Supposons qu'un poids donné de vapeur représenté par MA , soit introduit à la pression initiale $OM = P_0$ dans un cylindre sans espaces morts où il pourra se détendre de manière à occuper 11 fois son volume initial. Traçons la courbe de détente ADC et complétons le diagramme en admettant qu'une contre-pression om s'exerce sur le piston.

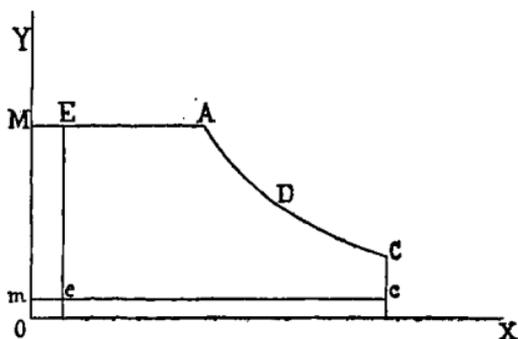
Le travail que nous pouvons recueillir est $mMADCc$.

Imaginons maintenant qu'une certaine fraction du volume de notre cylindre soit convertie en espaces morts; nous pouvons concevoir que cette transformation ait lieu par une réduction de la course de notre piston qui au lieu d'être représentée par mc , ne sera plus que ec . Comme le poids de vapeur dont nous disposons exécute la même détente réelle, le diagramme sera limitée par la courbe de détente ADC , mais il sera diminué de tout le travail à pleine pression correspondant au volume me des espaces morts.

Cette perte est mesurée par le rectangle $MmeE$ dont la surface est *proportionnelle au volume des espaces morts et à l'ordonnée initiale du diagramme*. Ce point acquis, il devient facile de voir quel peut être le bénéfice réalisé en partageant le travail de la détente entre deux cylindres V_0 et V_1 .

Les nécessités de la construction, dans les

Fig. 6

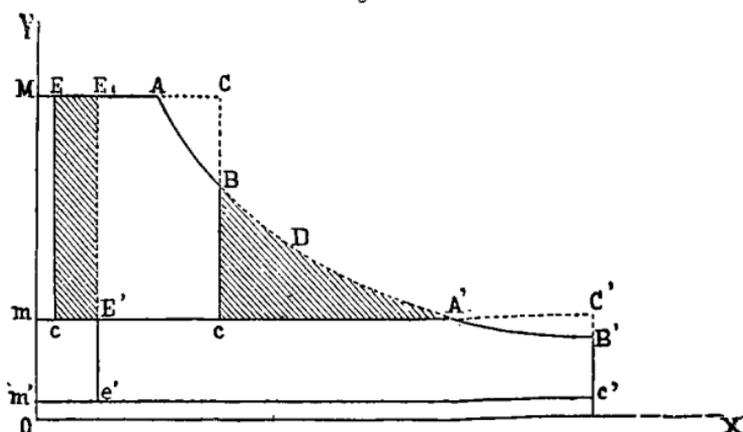


machines à tiroir, empêchent en général de réduire les espaces morts au-dessous d'une limite qu'on peut évaluer à 7 ou 8 pour cent du volume du cylindre ; il y a donc entre les espaces morts des deux cylindres d'une machine Woolf le même rapport qu'entre ces cylindres eux-mêmes ; l'un sera ϵV_0 , l'autre ϵV_1 .

Traçons le diagramme d'une machine Woolf :
Les rectangles qui représentent le travail, à

pleine pression perdu, sont : $MEmc$ pour le petit cylindre et $mE'm'c'$ pour le grand. Si le travail s'était exécuté dans le grand cylindre seul, la perte par le fait des espaces morts eût été

Fig. 7



$Mm'e/E_1$. Le bénéfice dû à l'emploi du système Woolf est donc représenté par :

$$EE_1E'e = \epsilon(V_1V^0)Mm$$

Pour nous faire une idée de l'importance de ce bénéfice, remplaçons les termes de la formule précédente par des nombres voisins de ceux qu'on rencontre d'habitude dans les machines Woolf. Posons ainsi :

$$Mm = 4^{kg},00 \text{ (ordonnée initiale du cylindre).}$$

Soit d'autre part : $p = 1^{\text{kg}},30$ (ordonnée moyenne du diagramme totalisé). Enfin, admettons que $V_1 = 3V_0$.

Le rapport de la surface du rectangle EE_1E/c à celle du diagramme total a pour valeur

$$K = \frac{2V_0 \times 0,08 \times 4}{3V_0 \times 1,30} = 0,12.$$

L'avantage serait donc de 12 % en faveur de la machine Compound.

Mais le précédent ne tient pas compte du parti que l'on peut tirer d'une période de refoulement convenablement choisie pour remplir les espaces morts de vapeur à une pression voisine de celle de l'introduction, ce qui diminue la perte de travail due aux espaces morts ainsi que nous l'avons vu au Chap. 2. Or, il est absolument impossible d'atteindre ce résultat dans une mesure suffisante sur une machine simple à tiroir ayant des espaces morts de 8 % où la première devait être élevée de $0^{\text{kg}},200$ à 6 kilogrammes, par exemple. On peut au contraire en approcher dans une machine Compound, surtout pour le petit cylindre.

Aussi la réduction de la perte par les espaces morts se traduit-il en faveur de la machine Compound, par un rapport bien supérieur à

12 % et peut on dire que, par ce seul fait, la machine simple à tiroirs ordinaires et à grands espaces morts est, par ce seul fait, frappée d'un vice irrémédiable lorsqu'il s'agit de réaliser une longue détente en partant d'une pression initiale élevée.

28. Perte de travail due à la détente brusque qui se produit entre les deux cylindres. — En continuant l'étude géométrique du diagramme des machines Woolf, nous trouverons que le bénéfice dû à la réduction de la perte par les espaces morts est à peu près compensé par des pertes inhérentes au partage de la détente entre deux cylindres. Ainsi nous savons que la vapeur n'arrive pas sur le grand piston avec toute la pression qu'elle avait au moment où elle s'échappait du petit cylindre. Une certaine partie de cette pression étant perdue en détente brusque au lieu d'être utilisée en expansion régulière, la perte résultant de ce fait est représentée par le triangle BcA' . D'autre part, la pression sur le grand piston est inférieure d'environ 10 % à la contre-pression sous le petit ; il y a là une nouvelle cause de déficit. Ces deux pertes réunies atteignent quelquefois une fraction importante de la surface du diagramme, soit 15 ou même 20 centièmes ; de

sorte qu'elles paraissent réduire à néant tout le bénéfice que nous avons entrevu.

Il n'en est pourtant pas ainsi en réalité. Bien des machines Woolf sont économiques malgré des diagrammes d'apparence défectueuse et dont la forme paraît indiquer des pertes importantes.

Nous reconnâtrons la cause du fonctionnement économique de ces machines en analysant les circonstances qui accompagnent le travail de la vapeur dans les cylindres. Nous verrons alors que les condensations intérieures y sont faibles, que les poids de vapeur sensibles diffèrent peu des poids de vapeur fournis par la chaudière. D'autres diagrammes, relevés sur les machines simples, nous donnent, malgré leur apparence géométrique, la preuve de condensations initiales atteignant jusqu'à 50 % du poids de vapeur dépensé.

La supériorité économique des machines marines Woolf sur les machines simples à tiroir ou leur équivalence aux moteurs Corliss à distribution perfectionnée, paraît donc devoir être, en grande partie, attribuée à un fait physique qui consiste dans la diminution des échanges de chaleur entre la vapeur et les parois métalliques.

29. Valeur économique des types Corliss. — Les machines, à un seul cylindre, perfectionnées, qu'on désigne, en général, sous le nom de Corliss, ont des espaces morts très réduits ne dépassent guère $\frac{1}{6}$ ou $\frac{1}{8}$ de la limite au-dessous de laquelle on ne peut pas descendre pour les machines à tiroirs ordinaires.

D'autre part, l'organe de distribution ne donne lieu à aucun étranglement anormal; il s'ouvre graduellement de manière à offrir à la vapeur d'arrivée une section proportionnelle au volume décrit par le piston, et, se ferme ensuite brusquement au moment précis où l'afflux de vapeur doit cesser. Enfin, la détente se faisant dans un seul cylindre est continue et régulière au lieu d'être interrompue par une détente brusque comme dans les machines à détente successive.

Les développements dans lesquels nous sommes entré précédemment au sujet des pertes par les espaces morts et par la détente brusque nous donnent la mesure des avantages que les machines simples présentent sous ce rapport. Au point de vue thermique, au contraire, elles sont inférieures aux machines à détente successive à cause de la plus grande chute de température qui se produit dans le cylindre, et qui a

pour conséquence des condensations plus importantes.

Toutefois, même à ce point de vue, les Corliss ont certaines qualités analogues à celles du type Woolf. Nous y trouvons en effet 4 tiroirs, deux pour l'évacuation, deux pour le refoulement; aussi la vapeur venant de la chaudière est-elle complètement séparée de celle qui se jette au condenseur, tandis que dans les machines à tiroirs ordinaires ces deux courants de vapeur, à température différente, baignent les deux faces d'une même paroi de tiroir au travers de laquelle se fait un échange continu de chaleur.

CHAPITRE V

—

EXAMEN COMPARATIF DES DIVERS TYPES DE MOTEURS

MACHINES SIMPLES

30. — Les machines simples, presque seules employées, pendant une trentaine d'années à bord des navires aussi bien qu'à terre, consumaient beaucoup de vapeur par cheval (15 kilogrammes ou même davantage) en raison de la faible pression alors en usage et du défaut de détente. Plus tard, à partir de 1860 environ, la double expansion adoptée en même temps qu'une pression de régime plus élevée, permit de réaliser une détente plus étendue dans des conditions moins défectueuses, d'où une réduction de près de moitié de la dépense par cheval. Les machines à double détente se répandaient donc rapidement à bord

des navires de guerre et de commerce et aussi dans l'Industrie à terre. Vers 1872, l'invention du système Corliss mit en évidence les avantages qu'on peut obtenir de la réduction des espaces morts et d'une distribution perfectionnée; aussi les machines simples ont-elles regagné, depuis cette époque, une grande partie du terrain perdu dans le domaine des moteurs d'ateliers.

Nous avons expliqué pourquoi il n'en a pas été de même à bord des navires dont les moteurs sont encore et resteront vraisemblablement toujours à détente successive.

La consommation de vapeur des machines simples à faibles espaces morts et à distribution perfectionnée, peut être réduite aujourd'hui au-dessous de 8 kilogrammes par cheval indiqué et s'abaisse même parfois au-dessous de 7 kilogrammes. Toutes choses égales, les machines sont d'autant plus économiques qu'elles sont plus grandes. Pour une pression de régime de 5 kilogrammes par centimètre carré, le coefficient de détente le plus avantageux paraît être compris entre 6 et 10; dans le voisinage de ces limites la variation de la détente n'a d'ailleurs qu'une influence assez faible sur la consommation.

A titre d'exemple, nous citerons les essais exécutés par le Comité de Mécanique de la Société

Industrielle de Mulhouse en avril et mai 1878
(*Bulletin de décembre 1870*).

Cette machine a les dimensions principales suivantes :

Diamètre du cylindre	0 ^m ,610
Course du piston	1 ^m ,220

Espaces morts rapportés au volume du cylindre 25 %.

La machine est pourvue d'une enveloppe de vapeur alimentée par une prise spéciale.

Aux coefficients de détente 6,8 et 11, la consommation de vapeur sèche par cheval indiqué et par heure s'est élevée respectivement à 7^{kg},95 ; 7^{kg},94 et 7^{kg},98. Nous trouvons encore dans le rapport déjà cité de M. Walther Meunier (*Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse de février et mars 1889*) les résultats d'essais suivants :

Système de la Machine	Puissance indiquée	Consommation par heure et par cheval indiqué
Corliss Creusot . . .	152 chevaux	7 ^{kg} ,690
Corliss Creusot . . .	156 "	7 ,730
Corliss Berger . . .	215 "	7 ,605
Corliss ancienne . .	305 "	8 ,170
Corliss ancienne . .	260 "	8 ,020

Enfin, dans ces dernières années, le type Corliss perfectionné par M. Farcot a donné des résultats meilleurs encore.

Il a été constaté par la Société industrielle de Reims qu'une machine de 40 chevaux ne dépensait pas plus de 7 kilogrammes de vapeur par cheval indiqué et par heure et qu'une machine de 100 chevaux ne dépensait que 6^{kg},800 de vapeur.

Le rendement des machines simples bien construites, en travail effectif sur l'arbre atteint 90 % du travail indiqué.

Il résulte de ces faits que pour des moteurs d'industriels d'une puissance inférieure à 300 chevaux, la machine simple à distribution perfectionnée est aussi économique qu'on peut le désirer et, comme elle est plus simple et moins coûteuses d'acquisition qu'une machine Woolf, Compound ou à triple expansion, elle devra, en général, être préférée à ces dernières.

31. Machines Woolf et Compound (à double détente). — Les machines Woolf et Compound ont été employées exclusivement dans la Marine et très fréquemment dans l'Industrie pendant une vingtaine d'années. Les différentes variétés de ce genre d'appareils se distinguent

les unes des autres par la manière dont la détente est répartie entre les deux cylindres. On sait que, dans le type primitif de Woolf, l'introduction se trouvait prolongée jusqu'à la fin de la course du petit piston, de sorte que l'expansion n'avait lieu que dans le grand cylindre. Il en est ainsi dans les machines verticales à balancier encore parfois employées comme moteurs d'atelier, surtout en Alsace. Mais il arrive plus souvent que la période d'introduction dans le petit cylindre ne correspond qu'à une fraction de la course, en sorte que la détente commence dans le premier cylindre pour se continuer dans le second.

Le rapport entre les volumes des cylindres dépend naturellement de la répartition que l'on voudra admettre de la détente totale entre l'un et l'autre. Enfin, dans les machines Compound proprement dites dont les cylindres agissent sur des manivelles ayant des calages différents, il faut, comme nous l'avons vu au chapitre précédent, intercaler entre les deux cylindres un réservoir intermédiaire d'assez grandes dimensions destiné à recevoir la vapeur émise par le petit cylindre jusqu'au moment où le grand sera prêt à la recevoir.

L'expérience a montré que la valeur économi-

que des différents types est a peu près la même à égalité de détente finale.

La pression de régime étant de 6 à 8 kilogrammes, la consommation de vapeur par heure et par cheval indiqué varie de 8^{kg},00 à 6^{kg},50 environ lorsque le coefficient de détente réelle passe de 5 à 10. Au delà de ce degré d'expansion, elle augmente quelque peu et finit par s'accroître très rapidement lorsque la détente est prolongée au-dessus de 15 ou 20 fois le volume initial de la vapeur à la pression de la boîte à tiroir.

A titre d'exemple, nous citerons le résultat des essais faits sur une machine Woolf système Queruel, essayée à Paris le 21 février 1886 par une délégation de la Société d'Encouragement.

Les dimensions principales de cette machine sont :

Diamètre du petit cylindre . . .	0 ^m ,315
" du grand cylindre . . .	0, 600
Course commune	0, 725

La pression de régime étant de 7^{kg},60 et le coefficient de détente de 15, la consommation de de vapeur par heure et par cheval indiqué se trouva de 6^{kg},60.

Dans le rapport déjà plusieurs fois cité de M. Walther Meunier (*Bulletin de la Société*

Industrielle de Mulhouse, février et mars 1889), nous trouvons les chiffres suivants :

Système de la Machine	Puissance indiquée	Consommation par heure et par cheval indiqué
Compound 4 tiroirs . . .	66 chevaux	7 ^{kg} , 346
Compound Wheelock; t .	128 //	7, 233
Compound 4 tiroirs plats .	254 //	7, 188
Compound Wheelock . . .	308 //	7, 130
Compound Berger (tiroir Corliss)	310 //	7, 223

Ces résultats concordent absolument avec ceux qui résultent des consommations de charbon relevées sur les machines marines. Pour ces derniers moteurs, les mesures de jaugeage d'eau d'alimentation sont difficiles à exécuter et nous en connaissons peu qui aient une précision comparable à celles des expériences faites sur des moteurs d'atelier. Il n'est pas douteux cependant qu'avec une pression de régime de 6 kilogrammes et un coefficient de détente de 9 environ la consommation par heure et par cheval indiqué est voisine de 7^{kg},00 et cela, aussi bien dans les machines Woolf proprement dites (à cylindres superposés) que dans les machines Compound (à cylindres agissant sur des manivelles à calages différents).

Si l'on cherche à comparer ces deux types, on les trouve équivalents en pratique. Le second est supérieur au point de vue thermique parce qu'il réalise mieux la séparation des deux cylindres à cause de l'espace intermédiaire qui forme réservoir entre l'émission du petit cylindre et l'admission au grand. Mais par contre, l'existence même de ce réservoir implique une perte de pression par détente brusque qui diminue la surface du diagramme.

Dans les limites habituelles il parait y avoir compensation entre ces deux effets. Il se peut aussi que la perte par détente brusque soit atténuée par la récupération intérieure de chaleur qui correspond au travail perdu, récupération qui a pour effet de diminuer la proportion d'eau mêlée à la vapeur, et par suite, de réduire les échanges nuisibles de chaleur entre cette vapeur et les parois métalliques. Mais il ne faudrait pas trop compter sur cet effet assez mystérieux des détentes brusques et en général on devra s'attacher à choisir les dimensions des cylindres de manière à réduire autant que possible la surface du « triangle perdu » pour l'allure habituelle de la machine, allure à laquelle on doit rechercher le minimum d'économie. Cette considération est d'une grande importance pour le choix des di-

mensions des cylindres des machines marines, surtout lorsqu'il s'agit des appareils des bâtiments de guerre qui sont appelés à fournir presque toute leur carrière à une allure où elles ne développent que le quart ou même une fraction plus faible encore de la puissance maxima qu'elles peuvent atteindre.

32. Du choix des dimensions des cylindres d'une machine Compound. — Il est toujours possible de déterminer les volumes respectifs des deux cylindres d'une machine Compound de telle manière qu'à une allure donnée la vapeur sortant du premier s'introduise dans le second sans perdre de sa pression dans le réservoir intermédiaire.

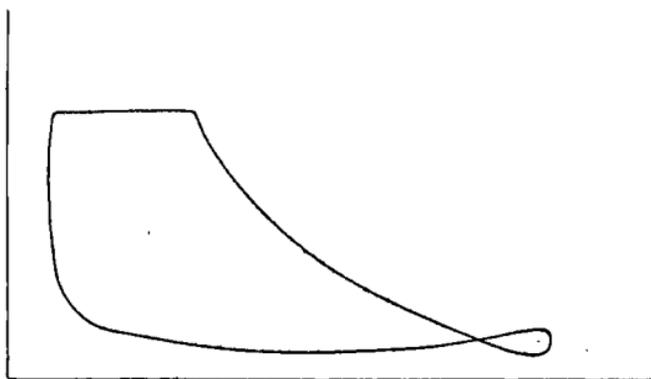
Supposons par exemple, que l'introduction soit de 0,25 dans le premier et dans le second cylindre, le volume de ce second cylindre étant 4 fois celui du premier. On voit alors que le volume de la vapeur introduite dans ce deuxième cylindre sera précisément égal à celui de la vapeur émise par le premier, en sorte que le passage de l'un à l'autre se fera sans perte de pression. Mais cette circonstance ne se manifesterà pas à d'autres allures.

Supposons, en effet, que l'introduction soit portée à 0,50 dans les deux cylindres. Nous

voyons qu'alors le volume d'introduction dans le grand est le double du volume d'émission du premier en sorte que la vapeur subira une détente brusque dans le réservoir intermédiaire qui sépare ces deux cylindres.

Si, au contraire, l'introduction était limitée, à

Fig. 8



0,20 par exemple, le volume d'admission au deuxième cylindre ne serait que les $\frac{8}{10}$ du volume d'émission du premier; d'où il résulte que, pour passer de l'un à l'autre, la vapeur devrait subir une compression dans le réservoir intermédiaire où s'établirait alors une pression moyenne supérieure à celle que possède la vapeur qui remplit le petit cylindre. Au moment de l'ouverture à l'émission, ce dernier recevrait de la vapeur au lieu d'en abandonner et travaillerait à contre-va-

peur jusqu'au bout de la course ainsi que l'indique le diagramme ci-dessus. Ce mode de fonctionnement n'est guère admissible; aussi conviendra-t-il de régler les dimensions relatives des cylindres de façon à annuler la perte par détente brusque pour la plus faible introduction prévue. Ainsi pour des machines de croiseurs de guerre dont l'allure habituelle est très réduite, on a admis entre les deux cylindres un rapport égal à 4 qui correspond à une introduction minima de 0,25. Au contraire, pour les paquebots qui développent en service courant environ les $\frac{2}{3}$ de leur puissance maxima, la considération du « triangle perdu » conduirait à adopter un rapport des cylindres de 2, mais alors la répartition du travail entre les deux cylindres serait défectueuse, aussi admet-on, en général, un rapport voisin de 3. La perte par détente brusque existe donc aux allures habituelles, mais dans les limites où l'expérience a montré qu'elle n'a pas d'influence appréciable sur le régime économique.

En résumé, le petit cylindre devra être d'autant plus petit relativement au grand qu'on voudra pouvoir marcher à une plus grande détente, les rapports admis en pratique étant compris entre 4 et 3.

L'obligation de rendre la machine économique

à ses allures habituelles intervient aussi dans le choix des dimensions absolues des cylindres que l'on doit admettre pour une puissance maxima donnée par le programme.

Pour une même pression de régime, le volume engendré par cheval et par seconde est sensiblement proportionnel au coefficient de détente finale. Si la consommation de charbon à l'allure maxima était seule en cause on devrait déterminer ce coefficient de façon à obtenir le maximum d'économie à cette allure. En d'autres termes, il faudrait arrêter la détente au point précis où l'effet des condensations nuisibles viendrait détruire le bénéfice d'une expansion plus prolongée. Mais il n'en est pas ainsi en pratique.

Remarquons d'abord qu'en tout état de choses, il conviendrait de se tenir légèrement au-dessous du coefficient ainsi déterminé parce que la consommation variant peu dans le voisinage du degré de détente qui correspond au minimum, on s'exposerait à acheter une économie de combustible insignifiante au prix d'une augmentation importante du volume des cylindres et, par suite, du poids et du prix de la machine. Cette considération s'appliquerait surtout aux bâtiments ayant un faible approvisionnement de combustible comme les paquebots appelés à faire de courtes traversées,

Mais c'est surtout lorsque les machines, comme celles des navires de guerre doivent développer en service habituel une faible fraction de leur puissance maxima que la détermination du volume du cylindre de détente est délicate. En le prenant petit on réduit la détente dans l'allure à grande vitesse et l'on s'expose à exagérer la consommation par cheval à cette allure, de sorte que les chaudières peuvent se trouver insuffisantes ; en le prenant grand on s'expose à avoir, à l'allure habituelle, une détente exagérée et, par suite, une consommation de charbon supérieure à celle qui est prévue pour le calcul de la distance franchissable. Ce dernier défaut est plus à craindre que le premier, parce que les constructeurs désireux de réduire le poids des machines, s'attachent à obtenir la puissance maxima avec des chaudières aussi réduites que possible, ce qui les oblige à rendre la machine économique aux dépens de grandes allures consommation aux petites vitesses.

D'une manière générale, pour une pression de régime de 6 kilogrammes, le volume final, par cheval et par seconde, doit être compris entre $0^{\text{m}^3},0045$ et $0^{\text{m}^3},0035$ et d'autant plus voisin de ce dernier nombre qu'on accordera plus d'importance à la consommation aux allures réduites dans les

conditions de meilleur rendement. Les causes de cette supériorité sont celles que nous avons exposées en comparant les machines Compound aux machines simples à tiroirs ordinaires. On réalise une détente plus étendue avec de moindres pertes par les condensations intérieures.

Les machines à triple expansion, n'ayant guère été employées jusqu'ici que dans la Marine, n'ont pu être l'objet d'essais aussi précis que ceux qui ont été exécutés sur les machines Compound à terre. En général, la dépense d'eau n'est estimée que par déduction de la consommation de charbon, en appréciant du mieux qu'on peut, mais non sans quelque incertitude, le rendement des chaudières. Il est toutefois hors de doute que le poids de vapeur sensible dans le premier cylindre ne diffère que très peu du poids de vapeur réellement fourni par les chaudières. Ainsi, par exemple, le diagramme ci-contre relevé sur une machine à triple expansion du type habituel accuse, par cheval indiqué, les poids de vapeur sensible suivants :

Petit cylindre.	· {	origine de la détente . . .	6 ^{kg} , 64
		fin de la détente . . .	6, 42
Cylindre moyen, origine de la détente . . .			6, 09
Grand cylindre, origine de la détente . . .			5, 87

Le poids de 6^{kg},64 de vapeur présente au petit cylindre est très voisin de celui qui correspond à la consommation de charbon 0^{kg},75. On remarque toujours sur les diagrammes des petits cylindres des machines à triple expansion que le poids de vapeur diminue pendant la détente, ce qui montre la faible importance de la réévaporation pendant cette période et dénote une condensation initiale inférieure à celle que nous avons constatée dans les Compound et surtout dans les machines simples ordinaires.

Pour les machines actuellement en service, la pression de régime ne s'est pas élevée au-dessus de 12 kilogrammes. Il est probable que si cette limite est plus ou moins dépassée à l'avenir, la machine à quadruple expansion remplacera à son tour celle à triple expansion. Il en existe déjà quelques-unes dans la marine de commerce anglaise. Nous n'avons pas de renseignements précis sur leurs résultats économiques mais nous serions disposés à croire qu'elles ne doivent pas présenter un avantage marqué sur celles à triple expansion, de même que ces dernières n'étaient guère supérieures aux machines Compound tant que la pression n'a pas dépassé 5 kilogrammes. Il n'en sera sans doute plus de même si la pression

de régime des chaudières peut être portée à 17 ou 18 kilogrammes comme il y a lieu de le prévoir, grâce à l'emploi des chaudières multitubulaires.

33. Choix des dimensions principales des machines à triple expansion. — Les considérations que nous avons exposées en traitant la question du choix des dimensions des cylindres des machines Compound, s'appliquent en principe aux machines à triple expansion. Le volume final par cheval et par seconde, débité par le grand cylindre, volume qui définit l'encombrement de la machine doit être d'autant plus petit que la machine est appelée à marcher en service courant, à une allure plus réduite. Pour une pression de régime de 11 à 12 kilogrammes, on adoptera environ $0^{\text{cm}^3},0027$ par cheval et par seconde pour une machine de croiseur de guerre et environ $0^{\text{cm}^3},004$ pour un paquebot. De même, pour les dimensions relatives des cylindres successifs, on s'attachera à réduire au minimum la perte par détente brusque aux allures habituelles.

Si, par exemple, on suppose que l'introduction soit 0,4 dans les trois cylindres il n'y aura pas de chute du premier au deuxième cylindre, si le volume d'introduction dans ce deuxième cylindre

$0,4 V_2$ est égal au volume V_2 du premier cylindre d'où :

$$V^0 = \frac{V_2}{0,4} = V_1 \times 2,25$$

De même il n'y aura pas de perte entre le deuxième et le troisième cylindre si le volume d'introduction dans ce troisième cylindre $0,4 V_2$ est égale à V_2 d'où :

$$V_3 = \frac{V_2}{0,4} = V_2 \times 2,5 = V_1 \times 6,25$$

Les rapports successifs des volumes des cylindres seraient donc :

$$1 \quad 2,25 \quad 6,25$$

Ces rapports sont assez voisins de ceux que l'on admet en pratique. Comme, en service courant l'introduction de $0,4$ est fréquemment employée, il résulte de ces proportions que les pertes par détente brusque sont faibles dans les machines à triple expansion et cette circonstance n'est pas étrangère à l'économie relative de ce type de moteurs.

L'expérience a montré que les machines à tri-

ple expansion sont économiques dans des limites de détente très étendues.

Ainsi, par exemple, pour les machines de bâtiments de guerre, le coefficient de détente ne dépasse pas 8 à 8,5 à grande vitesse et la consommation par cheval est voisine de 6^{kg},50. Lorsque l'on réduit l'introduction, la consommation diminue, elle est d'environ 5^{kg},70 lorsque le coefficient de détente est voisin de 12 à 15 et que le volume final par heure et par cheval est de 4,5 environ. Ces conditions, qui correspondent au développement des $\frac{6}{10}$ de la puissance maxima sont à peu près celles des paquebots en service courant.

Si l'on veut réduire davantage la puissance, on est conduit à étrangler la valve de sorte que la consommation augmente quelque peu par suite de la perte de pression initiale, mais cette augmentation n'est guère sensible et l'on a constaté, maintes fois, que des machines à triple expansion ont marché très économiquement à une allure où elles ne développaient que $\frac{1}{8}$ ou moins encore de leur puissance maxima. Tout en faisant une large part à l'amélioration du rendement des chaudières à ces allures réduites, on est conduit à estimer à 5^{kg},90 environ la consommation de

110 EXAMEN DES DIVERS TYPES DE MOTEURS

vapeur, même lorsque le volume final par heure et par cheval atteint 10 litres. Cette élasticité des allures économiques des machines à triple expansion constitue un avantage précieux de ce genre de moteurs principalement pour les appareils des bâtiments de guerre.

CHAPITRE VI

DE LA MACHINE EN MOUVEMENT

34. — Toute machine à vapeur est destinée à imprimer à un arbre moteur, un mouvement continu de rotation à peu près uniforme. Aussi ne suffit-il point de développer un certain nombre de kilogrammètres dans un temps donné, mais faut-il encore les développer au moyen d'une série d'efforts donnant au couple moteur une valeur, sinon constante, du moins variant entre des limites resserrées. D'autre part, il est logique, au point de vue de la bonne utilisation de la matière, que toute pièce animée, soit d'un mouvement rectiligne, soit d'un mouvement circulaire, subisse des efforts aussi constants que possible, car la fatigue d'un organe ou ses chances de rupture dépendent des efforts maximum

auxquels il peut être soumis, bien plus que du travail moyen qu'il transmet. Ces considérations ne sont point indifférentes dans le choix du type de machine, elles justifient la complication apparente due à l'emploi de plusieurs cylindres et fournissent un nouvel argument en faveur de la détente successive ou en cascade, au moins pour les machines marines.

Mais avant de nous occuper de la transmission du travail fourni par l'ensemble de la machine, nous examinerons avec quelques détails ce qui se passe pour un seul cylindre.

Les efforts transmis par la bielle au tourillon de manivelle résultent de la superposition de deux forces :

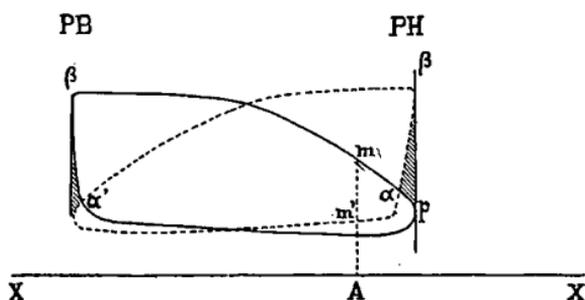
1° La pression exercée par la vapeur sur la surface du piston.

2° La force d'inertie $F = M \frac{dv}{dt}$ correspondant à toutes les pièces animées d'un mouvement rectiligne, piston, tige de piston, traverse et bielle.

La première espèce de forces, (pression effective transmise à la tige du piston) est donnée par les diagrammes relevés sur les deux faces du piston. Considérons la marche de PB vers PH (*fig. 9*).

En un point quelconque m , la pression transmise à la tige du piston et représentée par la différence des deux ordonnées mA , $m'A$. Sa valeur qui est maxima au début de la course, diminue pendant la période de détente, et plus encore lorsque le refoulement se fait sentir sous le piston, elle devient nulle au point α où les deux courbes se coupent et enfin négative de-

Fig. 9



puis ce point jusqu'au bout de la course, dans tout l'espace représenté par le triangle $\alpha b p$.

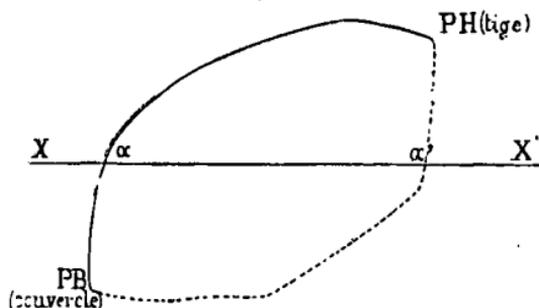
Un instant avant le bout de course, au moment de l'ouverture à l'admission, cette pression négative augmente brusquement, puis le piston repart en sens contraire et la même série se manifeste.

Portons ces pressions résultantes en ordonnées aux différents points de la course du piston en considérant comme positives les pressions

dirigées de PII vers PB, et comme négatives celles qui sont dirigées de PB vers PII, nous aurons un diagramme tel que celui de la *fig. 10* qui se prête aisément à la superposition des pressions avec la deuxième espèce de forces ou forces d'inertie que nous allons chercher à déterminer.

35. La rotation de l'arbre n'est pas uniforme. — Nous devons dans cette évaluation nous contenter d'une approximation, car la loi

Fig. 10



précise du mouvement qui anime les pièces mobiles nous est inconnue. Certes la vitesse de rotation de l'arbre varie entre des limites restreintes, et semble à l'œil absolument uniforme; mais il est facile de voir néanmoins que, pendant une révolution, il se produit plusieurs périodes, très courtes il est vrai, d'accélération et de retard; les variations de vitesse qui en résultent sont sans doute très faibles, mais il n'est

pas démontré que les accélérations angulaires $\frac{d\omega}{dt}$ ne prennent pas à certains moments des valeurs assez fortes pour n'être pas négligeables dans le calcul des forces d'inertie. Il n'en est pas de même pour un moteur qui dispose d'un volant très puissant, comme une machine de locomotive ou d'atelier ; dans ces dernières, on peut affirmer que le mouvement de l'arbre est sensiblement uniforme ; cette circonstance se traduit à l'œil et à l'oreille par un fonctionnement plus régulier et plus doux. On voit fréquemment les mêmes types de machines employés à faire tourner une hélice de petit navire ou une grosse pompe centrifuge. Or, dans ce dernier cas, on parvient sans précautions excessives, à éviter tout choc et à obtenir une marche tout à fait silencieuse, tandis que ce résultat est fort difficile à atteindre lorsqu'il s'agit de faire tourner une hélice, c'est-à-dire un volant insignifiant. La vitesse dont le bâtiment est animé, ne doit pas être considérée comme formant une réserve de force vive, car, si le couple moteur était brusquement anéanti, la réaction de l'eau sur les ailes de l'hélice n'aurait même pas assez de puissance pour vaincre les résistances passives et entraîner la machine à vide.

Du reste, après l'hypothèse que nous avons été forcé de faire en admettant la constance de la vitesse angulaire, il serait inutile de développer de longs calculs pour éviter une erreur plus petite que la première. Le problème ainsi simplifié peut être résolu de bien des manières par le calcul et par la géométrie.

Mais pour le cas qui nous occupe actuellement, le procédé le plus simple en pratique est de dresser une fois pour toutes le tableau des valeurs de l'accélération linéaire $\frac{dw}{dt}$ dont dépend la force d'inertie aux différents points de la course (Ce tableau se trouve dans le *Cours de machines à vapeur* de M. Bienaymé, Directeur des constructions navales, ancien Directeur de l'Ecole d'application du Génie Maritime).

La considération des forces d'inertie est nécessaire pour évaluer les actions exercées par une machine sur son plan de pose et en général sur toutes les pièces qui relient le moteur à la coque. On peut même dire qu'en général ces réactions sont dues tout entières aux forces d'inertie, attendu que dans toute machine bien combinée, les attaches de la machine proprement dites, tirants, brides de jonction, supportent à elles seules les efforts dus à la pression

de la vapeur, efforts qui peuvent être considérés comme des forces intérieures. C'est ce qu'on exprime en disant que la machine « travaille sur elle-même ». Les forces d'inertie, au contraire, sont assimilables à des forces extérieures et ne peuvent être équilibrées que par la réaction de la coque. Sans doute, ce n'est pas, en pratique, le calcul des forces d'inertie qui servira à déterminer les dimensions de boulons de fondation et les échantillons des pièces d'attache, mais une évaluation approximative de ces forces sera souvent utile pour permettre de disposer les attaches d'une manière rationnelle en vue de répartir les efforts sur une région étendue de la coque et réduire ainsi les vibrations locales. D'autre part, les forces d'inertie forment une partie importante des efforts transmis ou reçus par les divers éléments du mécanisme, et en particulier par les articulations de la bielle.

On devra donc, dans tout projet de machine, déterminer le diagramme des efforts transmis par le piston et son attelage de pièces mobiles, soit au tourillon de manivelles, soit aux attaches de la machine.

36. Influence de l'avance à l'admission sur le changement de contact de la bielle.

— Le système formé par le piston et sa tige, la

bielle et la manivelle n'est pas susceptible d'une définition géométrique aussi simple qu'on pourrait le croire au premier abord. Il faut remarquer, en effet, que chacune des pièces est reliée à la suivante par une articulation qui présente un certain jeu et que, selon les forces transmises, les centres des tourillons et des coussinets occuperont, les uns par rapport aux autres, des positions différentes.

On pourrait se proposer de déterminer, à un instant quelconque de la course, la position exacte des points de contact entre la surface du tourillon et celle du coussinet qui l'enveloppe comme une sorte de collier d'un diamètre légèrement supérieur ; mais, les hypothèses que nous avons été forcé de faire sur l'uniformité du mouvement de rotation enlèvent à cette étude le caractère de précision qu'elle devrait avoir et ne lui laisse d'autre valeur que celle d'un exercice de mécanique. Deux points seulement sont importants à considérer, ce sont les points morts, ou plutôt les passages du système à l'état de traction à celui de compression.

Si le changement de signe des forces en jeu était instantané et si le poids de la bielle était nul, le point de contact passerait instantanément d'une extrémité à l'autre du diamètre horizontal.

Il n'en est pas tout à fait ainsi en réalité car le changement de signe de la force n'est pas instantané, de sorte que le déplacement du point de contact se fait par une sorte de roulement très rapide et non par un passage brusque.

Quoi qu'il en soit, il se produit au moment de ce changement une sorte de perturbation dans la continuité du mouvement de chaque pièce ; pendant un instant très court, la bielle prend un mouvement indépendant de celui de la machine et au moment où le lien se rétablit, on constate ce qu'on appelle un « choc » c'est-à-dire une variation brusque de force vive. Toutes choses égales d'ailleurs, il est clair que le choc sera d'autant plus grand que le jeu de l'articulation sera plus considérable et la variation de force plus brusque. On devra donc s'attacher à ménager la transition entre la traction et la poussée, et l'on y parviendra en général en donnant une grande valeur à la période de refoulement. S'il est possible d'amener par la compression, la pression de la vapeur dans les espaces nuisibles à différer très peu de celle de la chaudière, l'ouverture du tiroir à l'admission ne produira aucune variation brusque dans les forces en jeu, de sorte que le changement de contact se fera doucement. On remarquera que nous ne parlons

pas ici des forces d'inertie car ces dernières variant toujours d'une manière continue, les changements brusques, seule cause des chocs, ne peuvent être dus qu'à l'action de la vapeur qu'il importe de ménager d'une manière rationnelle.

Ce que nous venons de dire est vrai de toutes les machines, quel que soit le volant dont elles sont pourvues ; la continuité des efforts est essentielle à la douceur de leur marche. Mais lorsque le volant est faible comme dans les machines marines et que l'uniformité de la rotation n'est pas assurée par la masse mise en mouvement, il y a une condition de plus à remplir, il faut que le changement de signe des efforts se produise à un moment où il n'affecte pas d'une manière appréciable la valeur du couple moteur, c'est-à-dire au moment précis du point mort géométrique. Et si l'on remarque que, dans les environs de ce point, les moments des efforts transmis varient très rapidement, on comprendra que cette condition impose à la période l'avance à l'admission des limites restreintes. En effet, au moment où le tiroir d'introduction commence à ouvrir, la vapeur de la chaudière vient remplir l'espace qui lui est offert derrière le piston. La pression dans cet

espace augmente très rapidement mais ne s'établit pas néanmoins d'une manière instantanée. Dès qu'elle atteint une valeur suffisante pour annuler la poussée transmise par la bielle, le changement de contact se produit. Il est clair que ce moment d'équilibre arrive d'autant plus tôt que la poussée qu'il s'agit d'amortir est plus faible. Aussi voit-on des machines dont le fonctionnement est très doux à grande vitesse perdre une allure bruyante et saccadée quand on réduit l'introduction.

Le mouvement de la machine subit alors un ralentissement marqué dont les effets sont quelquefois visibles dans les tourteaux d'entraînement de la ligne d'arbre et en général dans toutes les pièces entraînées par contact qui conservent à cet instant une vitesse supérieure à celle de l'arbre moteur. Ce genre de chocs est le plus fréquent et le plus redoutable ; on le voit disparaître lorsqu'on règle la machine au même nombre de tours par l'emploi de la valve ou mieux encore par l'étranglement des boîtes d'arrêt, ce qui réduit l'ordonnée initiale et annule l'effet d'une introduction prématurée.

Lorsque la période d'introduction est longue et le refoulement faible, l'avance est quelquefois trop petite, en sorte que le changement de se

des efforts ne se produit qu'après le point mort. Alors encore le couple moteur est négatif pendant une courte période et l'allure s'en ressent.

Dans les machines à pilon, il faut, parmi les forces en jeu, faire intervenir le poids des pièces mobiles ; aussi donne-t-on souvent à l'avance à l'introduction du côté de l'arbre une valeur double de celle qu'on admet du côté du couvercle. Cette habitude, selon nous, n'est pas toujours justifiée, car, si l'on tient compte de la force d'inertie, on voit que la poussée qu'il s'agit d'amortir est plus grande du côté du couvercle dès que le nombre de tours dépasse 60 environ. Il est vrai qu'en raison de l'effet d'une usure inévitable dans les colliers d'excentrique et les articulations de la coulisse, le tiroir tend à baisser, ce qui réduit l'avance à la partie inférieure ; aussi sera-t-on dans la vérité en donnant à l'avance à l'introduction des valeurs égales en dessus et en dessous. On pourra admettre environ en fraction de la course du piston 0,08 de l'introduction.

Dans les machines horizontales, on pourra prendre 0,09 de l'introduction du côté de l'arbre et 0,06 à 0,07 du côté du couvercle.

37. Serrage des articulations. — L'absence de choc et la douceur de mouvement d'une machine est un cachet de bonne exécution auquel

tout constructeur soigneux doit attacher un grand prix d'autant plus qu'on y voit, avec raison, une garantie de durée de l'appareil. Nous avons dit que la détermination précise des données de la régulation et particulièrement des avances à la vapeur est très importante à ce point de vue, mais avant d'affirmer qu'un choc provient d'un vice de régulation il faut être certain de la précision de tous les serrages d'articulations. Il sera bon d'apporter quelque méthode dans ce détail entièrement pratique qui est trop souvent abandonné à l'instinct professionnel des mécaniciens.

Le jeu de tous les coussinets doit être connu et déterminé d'avance suivant la grandeur de l'articulation ; sauf des cas urgents'on ne devra jamais toucher à une articulation sans se rendre un compte exact du jeu existant.

Voici comment on procédera dans ce but : Ayant retiré les cales de serrage, on serrera le coussinet sur le tourillon. Mais il arrive que le point précis où les surfaces sont en contact, n'est pas, en pratique, susceptible d'être déterminé d'une manière absolue. Suivant la force qu'on appliquera à la clef, on pourra faire tourner l'écrou plus ou moins. Il importe d'avoir à ce sujet une règle fixe et de définir le serrage à bloc d'une manière uniforme. Pour les coussi-

nets de tête de bielle ou de ligne d'arbre, on pourra par exemple fixer la longueur de la clef à 0^m,80, et la force, à celle de deux hommes agissant sur la clef au moyen d'un bout de toron.

On devra s'abstenir de donner des coups de masse sur la clef, de crainte de produire des efforts exagérés qui pourraient entraîner quelque déformation dans le coussinet ou dans les filets. Ayant fait un repère sur la circonférence de l'écrou pour marquer le point de serrage à bloc, il sera facile, connaissant le pas du filet, de déterminer la position que doit avoir l'écrou pour laisser à l'articulation le jeu voulu. Les serrages doivent toujours se faire sur des cales minces interposées entre les deux moitiés du coussinet, qui forment ainsi un collier invariable entourant le tourillon. Quelques mécaniciens préfèrent laisser un certain jeu entre les deux moitiés de coussinet, il est alors plus facile de reprendre le serrage en cas d'usure, mais cette facilité même est un danger qu'on doit éviter. D'autre part, des moitiés de coussinet qui ne sont pas invariablement appuyées l'une contre l'autre peuvent prendre dans leur cage des mouvements de battement dont l'œil s'exagère toujours l'amplitude et qui produisent un effet très déplaisant ou même nuisible.

Les serrages des paliers d'arbre de couche doivent se faire simultanément à tous les paliers et l'usure constatée dans chacune des portées doit être notée, afin d'en suivre les progrès et d'y remédier au besoin.

Dans toute machine bien montée et bien exécutée, les serrages peuvent être faits très justes lorsque les portées sont convenablement établies par un temps de marche suffisant. Mais on ne peut arriver à ce point que par degrés. Il serait également mauvais de trop serrer les articulations d'une machine à ses premières marches et de les laisser trop libres une fois le portage établi. Dans le premier cas, on déterminerait des échauffements ; dans le second on courrait le risque de voir les surfaces s'altérer par le martelage continu auquel elles se trouveraient soumises. En règle générale, le jeu doit assurer le graissage, tout ce qu'il y a de plus est nuisible.

Pour entrer dans la voie que nous indiquons, il faut, il est vrai, de grandes précautions de la part du mécanicien, mais le succès est certain ; on voit des machines de paquebots revenir au port après trente jours de marche presque continue et ayant au retour un fonctionnement aussi doux qu'au départ ; d'autres, au contraire, du même type et également bien montées mais mal

réglées au début, reviennent avec des usures anormales exigeant de coûteuses réparations.

Or, à partir du moment où ces usures anormales se sont développées, elles tendent à s'exagérer de plus en plus, et il est bien difficile d'en arrêter le progrès sans reprendre en grand le montage des pièces mobiles, opération devant laquelle on recule en général.

Si nous insistons sur ces détails qui paraissent secondaires, c'est que nous sommes convaincus de l'importance qu'on doit attacher à la douceur du mouvement d'une machine au point de vue de sa conservation et, si nous pouvons nous exprimer ainsi, de sa réputation.

38. Effet des forces d'inertie sur les mouvements des tiroirs. — Les pistons et les attelages donnent lieu aux forces d'inertie les plus importantes, mais ce ne sont pas les seules pièces mobiles pour lesquelles ce genre de forces doit entrer en ligne de compte. Il est facile de voir, en effet, que l'effort nécessaire pour déterminer le mouvement des tiroirs en dépend dans une forte mesure, dès que la machine atteint une allure quelque peu rapide.

Cet effet se compose au total de deux termes : le frottement et la force d'inertie.

Quand il s'agit de tiroirs plats, le frottement

est proportionnel à la pression que la vapeur exerce sur le dos du tiroir. Par l'emploi de compensateurs, on peut réduire cette pression dans une assez forte mesure, mais il n'est guère possible de compter sur le parfait fonctionnement de ces organes, en sorte que le frottement est souvent très considérable lorsque la pression est élevée.

C'est pour ce motif que tous les constructeurs ont pris le parti, dans les machines modernes, d'employer des tiroirs cylindriques constitués comme des pistons et qui, par leur forme même, sont complètement équilibrés et ne se trouvent nullement pressés par la vapeur contre la surface sur laquelle ils frottent. Pour ces tiroirs le frottement n'est déterminé que par le serrage des bagues, serrage qui se règle par des ressorts et doit être limité au strict nécessaire pour assurer l'étanchéité (soit environ $0^{\text{kg}},200$ par centimètre carré de la surface de portage). Dans ces conditions, la part qui revient au frottement dans l'effort résistant total est très faible et peut être négligée devant la force d'inertie.

CHAPITRE VII

—

DU CONDENSEUR

39. — Après les cylindres, le condenseur est l'organe le plus important de la machine par les fonctions qu'il remplit et la place qu'il occupe dans l'ensemble de la construction. Tout le monde sait qu'il a pour objet de condenser la vapeur émise par les cylindres, c'est-à-dire de la convertir en eau, ce qui fait tomber sa tension à une valeur très faible au grand bénéfice du travail recueilli, puisque cette tension de la vapeur émise agit comme force résistante ou contre-pression sous le piston moteur. D'autre part, dans les machines du moins, la condensation rend à la vapeur sa forme primitive et dès lors celle-ci peut être renvoyée aux chaudières sous

forme d'eau. Mais cette transformation ne peut s'opérer qu'en enlevant à la vapeur la majeure partie de la chaleur qu'elle renferme.

Ainsi, un kilogramme de vapeur à 6 kilogrammes de pression effective renferme 655 calories, amené par la détente à une pression de 0,75 il en contient encore 635 sur lesquels le condenseur devra en enlever 600 qui seront rejetés à la mer, dans le seul but de transformer la vapeur en eau d'alimentation à 35°. Cette perte énorme a attiré l'attention de bien des mécaniciens; quelques tentatives ont été faites pour employer la chaleur ainsi soustraite à la vapeur à faire fonctionner une machine secondaire à vapeur d'éther; d'autres auteurs ont été plus loin en déclarant que cette perte frappait la machine à vapeur d'un vice originel irrémédiable et qu'il fallait se hâter d'abandonner la vapeur d'eau en faveur d'un gaz parfait capable de rendre en travail extérieur toute la chaleur qui lui serait fournie. La question, longuement débattue, a été résolue théoriquement et pratiquement en faveur de la machine à vapeur d'eau qui sera certainement le moteur de l'avenir.

Aussi considérons-nous l'acte de la condensation comme un sacrifice nécessaire qu'il importe d'opérer à peu de frais.

On peut enlever de la chaleur à la vapeur par deux procédés différents, soit en la mélangeant avec de l'eau prise en dehors, soit en la mettant en contact avec des surfaces métalliques dont l'autre face est rafraîchie par un courant d'eau. Le second procédé, connu sous le nom de « condensation par surface », est seul employé pour les machines marines à haute pression qui exigent l'alimentation à l'eau douce. Dans le premier cas, celui de la « condensation par mélange » l'échange de chaleur entre la vapeur et l'eau réfrigérante est complet ; l'eau de condensation et l'eau d'injection prennent la même température finale. Dans la condensation par surface, au contraire, les deux espèces d'eau ne se mêlent pas et prennent des températures finales différentes. L'échange de chaleur dépend de la distribution relative des deux courants qui s'enchevêtrent en quelque sorte de manière à avoir entre eux un contact intime et prolongé.

Nous ne nous occuperons dans cette étude que des condenseurs de cette dernière espèce. Cherchons à nous rendre compte de l'acte de la condensation depuis le moment où le tiroir d'échappement s'ouvre, jusqu'à l'instant où l'eau condensée arrive dans la bêche.

L'ouverture du tiroir est en général assez

rapide, de sorte que, un instant avant la fin de la course, le cylindre envoie au condenseur une bouffée brusque de vapeur humide, la pression dans l'intérieur du cylindre baisse rapidement ; lorsque le piston a atteint environ $\frac{1}{10}$ de sa course de retour elle reste constante et supérieure d'environ $0^{\text{kg}},063$ à $0^{\text{kg}},070$ à celle du condenseur. A partir de ce moment, l'écoulement du cylindre au condenseur est nul ou à peu près.

Il semble donc que la condensation doit s'opérer en quelque sorte par saccades principalement à l'instant où les tubes supérieurs sont rencontrés par le jet de vapeur. Aussi importe-t-il d'offrir, à la vapeur qui afflue, un espace suffisant pour se répandre largement dans tout le haut du condenseur ; tout étranglement dans cette partie produirait une augmentation de la contre-pression sous le piston.

Combien de temps faut-il pour opérer la condensation de cette bouffée de vapeur ? Nous pensons que le phénomène est très rapide, nous avons vu, en effet, que les condensations intérieures des cylindres sont presque instantanées, il doit en être de même de la condensation initiale dans le condenseur. Ce premier effet une fois accompli, l'eau produite tombe de tube en

tube jusqu'au bas du condenseur et se refroidit graduellement.

En même temps, la vapeur qui a échappé à la première condensation et qui possède la température de la partie haute du condenseur est attirée vers le bas par l'aspiration de la pompe à air ; dans le trajet elle rencontre les tubes de la partie basse et achève de se condenser et de se refroidir. En somme, le phénomène est essentiellement périodique, la condensation, très énergique pendant un instant, est nulle pendant une période de temps plus ou moins longue.

Pour une même dépense totale de vapeur une machine lente et une machine rapide ne seront pas dans les mêmes conditions ; la première émettra des bouffées moins nombreuses, mais plus abondantes que la seconde, aussi lui faudra-t-il un condenseur plus puissant.

L'eau de circulation doit absorber toute la chaleur abandonnée par la vapeur, elle s'échauffera donc d'autant plus qu'elle sera moins abondante.

40. Pompe à air. — La condensation de la vapeur par l'eau froide ne suffit pas pour assurer le vide ; c'est-à-dire pour maintenir la pression à l'intérieur du condenseur aux environs de $0^{\text{kg}}, 10$. On ne peut obtenir ce résultat qu'au

moyen d'un organe très important formant partie intégrante au condenseur, c'est la pompe à air, ainsi nommée en raison de la fonction qu'on lui attribue et qui est d'extraire du condenseur l'air qui s'y est accidentellement introduit. Il est assez difficile de comprendre comment une masse d'air appréciable peut pénétrer, à chaque coup de piston dans une machine dont tous les joints et les presse-étoupes sont faits avec soin.

Lorsqu'on stoppe la machine, on constate, en effet, que le vide est très lent à tomber, il faut souvent plusieurs minutes pour le faire descendre de $0^m,70$ à $0^m,60$.

Peut-on admettre que la vapeur arrive des chaudières mélangée avec une proportion notable d'air? Nous ne le pensons pas.

L'eau d'alimentation reste bien peu de temps en contact avec l'air et ne doit pas en dissoudre plus d'un centième de son volume. La pompe alimentaire, très largement calculée en général, envoie, il est vrai, aux chaudières un mélange d'eau et d'air, mais le volume de ce dernier corps ne présente guère que $\frac{1}{3000}$ de celui de la vapeur, il arrive même souvent que le débit de la pompe alimentaire se règle par le ressort de trop plein, de sorte que la pompe dont la prise d'eau

d'aspiration reste constamment couverte d'eau, ne refoule que de l'eau sans mélange d'air ; or, cette circonstance paraît n'avoir aucune influence sur le vide, ce qui montre bien que le faible volume d'air envoyé aux chaudières dans les circonstances habituelles du fonctionnement n'a pas d'effet appréciable.

Néanmoins, le rôle de la pompe à air est des plus importants, la pratique a montré que le volume aspiré par son piston doit être environ les 0,05 de celui du cylindre de détente quelles que soient les précautions prises contre les rentrées d'air. L'effet d'un arrêt dans le fonctionnement de la pompe est immédiat. Ainsi, lorsque par hasard les clapets d'aspiration cessent de fonctionner un seul instant, le vide tombe à 0 dans l'espace de quelques secondes, lors même que la pompe de circulation continue à fonctionner régulièrement.

Aussi pensons-nous que le rôle de l'air dans l'acte de la condensation est moindre qu'on ne le croit généralement. Selon l'expression de M. Mangin, ancien Directeur des Constructions Navales, la pompe à air est chargée d'extraire du condenseur de l'eau et un autre corps, mais « *cet autre corps n'est pas de l'air* ». C'est de la vapeur d'eau à une tension très faible dont la

condensation s'est trouvée retardée par la présence d'une faible quantité d'air.

M. Mangin citait à ce sujet une expérience intéressante due à M. Le Châtelier, Ingénieur en chef des chemins de fer de l'Est :

Si l'on fait bouillir un peu d'eau dans un ballon en verre de manière à en chasser tout l'air et qu'ensuite on retourne le ballon en plongeant le col dans l'eau froide, la condensation est immédiate ; l'eau se précipite à l'intérieur du ballon avec tant de violence qu'elle le brise très souvent. Si, au contraire, avant de plonger le ballon dans l'eau, on y introduit à l'aide d'une pipette quelques centimètres cubes d'air, le phénomène est beaucoup plus lent : l'eau monte doucement dans le ballon et finit par le remplir sans le moindre choc.

Il doit se passer quelque chose d'analogue dans les machines ; une très légère rentrée d'air suffit pour amener un retard notable dans la condensation ; en sorte que le condenseur se trouve rempli d'une masse gazeuse dont il importe d'empêcher l'accumulation. Tel est précisément le rôle de la pompe à air.

CHAPITRE VIII

POMPES À MOUVEMENT ALTERNATIF

41. Du fonctionnement des pompes à mouvement alternatif. — Dans les machines construites à une époque antérieure à 1872 environ, toutes les pompes concourant au service de l'appareil ; pompe à air (pompe de circulation, pompes alimentaires), étaient conduites par la machine elle-même, soit directement par les petits moteurs, soit par l'intermédiaire d'excentriques ou de balanciers. Il en était de même de la pompe de cale, bien que cette dernière n'eût en réalité aucun rôle à jouer dans le fonctionnement de la machine proprement dite.

Cette disposition est sans doute la plus simple et tout à fait satisfaisante pour des machines

à allure lente. Mais, lorsque la vitesse augmente, on constate dans le fonctionnement des pompes à piston des irrégularités dont il importe de tenir compte, et qui ont conduit la plupart des constructeurs à adopter pour les pompes des dispositions différentes de celles qui étaient classiqués autrefois.

Les irrégularités dont nous parlons sont dues en grande partie aux forces d'inertie dont nous constaterons une fois de plus le rôle important dans l'art mécanique moderne.

Imaginons un tuyau horizontal dont la section serait égale à l'unité ; supposons que dans ce tuyau une masse d'eau occupant une longueur l soit aspirée par un piston de même section que le tuyau et conduit par une manivelle ou un excentrique de rayon r et de vitesse angulaire ω . Pour que la masse d'eau $\frac{l}{g}$ s'ébranle et suive le piston au moment où celui-ci quitte son point mort, il faut une poussée au moins égale à $\frac{l}{g} \omega^2 r$, expression que nous avons rencontrée mainte fois pour la force d'inertie au départ. Mais le piston ne peut pas exercer sur l'eau une action directe de traction ; par le fait, le mouvement de l'eau ne peut être déterminé

que par la différence entre la pression h du milieu où se fait l'aspiration et celle h' qui règne dans la tranche liquide en contact avec le piston. En admettant que cette dernière pression soit nulle, ce qui correspondrait au cas d'une pompe parfaite déterminant le vide absolu sous son piston, on devrait avoir pour assurer le contact entre l'eau et le piston.

$$\frac{l}{g} \omega^2 r < h$$

Cette condition donne la longueur, limite théorique du tuyautage admissible.

Lorsqu'elle n'est pas satisfaite, l'eau cesse de suivre le piston dès le début de la course, et le contact se rétablit par la suite avec un choc qui peut se produire, soit pendant l'aspiration, soit pendant le refoulement.

Dans le premier cas, le choc peut avoir pour effet de soulever le clapet de refoulement avant que le piston n'ait commencé son mouvement de retour, le débit de la pompe est alors plus grand que le débit théorique. Si, au contraire, le choc a lieu pendant le refoulement, il est toujours une cause de diminution de débit ; au moment où il se produit, le clapet d'aspiration est brus-

quement appliqué sur son siège, et celui de refoulement est brusquement soulevé ; le choc est d'ailleurs d'autant plus violent qu'il a lieu plus près du milieu de la course, point où le piston a sa vitesse maxima.

Pour les pompes qui doivent aspirer l'eau dans le condenseur comme la pompe à air ou les pompes alimentaires de certains types spéciaux de machines, la longueur limite du tuyautage d'aspiration, déterminée par la formule ci-dessus, est bien faible puisque la pression h ne dépasse pas 2 à 3 mètres d'eau. Aussi, faut-il toujours installer ces pompes de telle façon que le tuyautage d'aspiration soit pour ainsi dire nul ; que l'eau arrive aux clapets d'aspiration et les soulève par le seul effet de son poids. C'est pour ce motif qu'il est recommandé de placer la pompe à air le plus bas possible au-dessous du condenseur. Les pompes à air ne fonctionnent jamais à plein débit ; aussi y a-t-il toujours au moment où le refoulement de l'eau se produit un choc d'autant plus fort qu'il y a plus d'eau dans le corps de pompe. L'intensité du choc est amortie par la présence de la masse gazeuse que la pompe refoule en même temps que l'eau ; elle dépend d'ailleurs de la disposition de la bêche et de la charge d'eau qui existe sur les cla-

pets de refoulement. Dans les anciennes machines à injection, le volume d'eau refoulé par coup de piston était, en moyenne, trente fois plus fort que dans les machines modernes à condensation par surface ; aussi le choc du refoulement était-il souvent assez intense et bruyant. Le même fait se produit, bien entendu, dans une machine à condenseur par surface lorsque le volume d'eau aspiré augmente, soit par l'effet d'une rentrée anormale d'eau de mer dans le condenseur, soit par le fait de l'irrégularité de l'aspiration qui peut se trouver nulle pendant un certain nombre de coups de piston et très abondante pendant la période suivante, pour peu que la disposition des conduits d'aspiration et des clapets de pied n'assure pas l'arrivée continue et régulière de l'eau.

Le choc qui se produit au refoulement peut avoir pour effet d'appliquer vigoureusement les clapets d'aspiration sur leur siège et de rendre ainsi le vide meilleur. Aussi a-t-on quelquefois cherché à faire marcher les pompes à air dans les conditions où le choc se manifeste ; on y parvient en établissant un retour d'eau de la bache au condenseur ou bien en perçant un trou dans le siège des clapets de refoulement. Mais, en principe, il est clair que l'on doit cher-

cher à obtenir un bon vide, dans les circonstances normales du fonctionnement de la pompe et sans imposer à cette dernière un travail supplémentaire.

42. Pompes de circulation. — Nous venons de voir que tout retard dans l'arrivée de l'eau sous le piston détermine un choc. L'inertie de la masse liquide qu'il s'agit d'actionner est une des causes de retard qui peuvent se produire, mais elle n'est pas la seule ; les étranglements, les coudes qui existent en général sur toute conduite d'eau déterminent des « *pertes de charge* » et ralentissent le mouvement de la colonne d'eau aspirée. Les pompes de circulation, à piston, nous offrent l'exemple le plus complet de toutes les causes de retard ; longueur d'aspiration souvent considérable, parcours très contourné et à sections brusquement variables.

Les difficultés inhérentes au fonctionnement des pompes de circulation à mouvement alternatif ont conduit, depuis plus de quinze ans, la plupart des constructeurs à employer des pompes de circulation du système centrifuge actionnées par des moteurs indépendants. Pour ces appareils, l'aspiration est continue, l'inertie de l'eau n'intervient pas et l'on ne peut craindre aucun choc.

La théorie des pompes centrifuges a été établie par plusieurs auteurs, notamment par M. Combes (*Annales des Mines*), par M. Reech (*Cours de l'École du Génie Maritime*) et par M. Uhland.

De même que pour la machine à vapeur, il arrive que les résultats constatés ne vérifient les conclusions théoriques que d'une manière bien lointaine, en raison du rôle important des pertes de charge dues aux coudes, aux remous, aux frottements, aux chocs, etc.

Dans la plupart des machines modernes de nos bâtiments de guerre, les pompes à air sont, comme les pompes de centrifuges, conduites par des moteurs indépendants.

Il peut y avoir, en effet, un certain intérêt à régler l'allure de la pompe à air indépendamment de celle de la machine et selon les besoins de la condensation. Toutefois il est incontestable que la présence d'un moteur de servitude apporte une certaine complication au service ; et nous pensons qu'il ne faut pas donner à cette disposition un caractère de généralité absolue.

CHAPITRE IX

—

DU POIDS DES MACHINES MARINES

43. — Si l'on considère un navire de déplacement donné satisfaisant à des conditions déterminées de vitesse maxima et de rayon d'action, on comprend que toute réduction apportée à l'ensemble des poids consacrés à la propulsion (machines, chaudières, eau et combustible) est un disponible qui peut être reporté soit sur le chargement, s'il s'agit d'un navire de commerce, soit sur la protection ou l'armement s'il s'agit d'un bâtiment de guerre.

L'économie de poids la plus importante, celle qu'on doit rechercher avant toutes les autres, aussi bien dans la marine marchande que dans la marine de guerre, est celle du combustible.

C'est en partie pour ce motif que le perfectionnement économique des machines marines a été, de la part des constructeurs et des mécaniciens, l'objet d'efforts incessants dont nous venons de constater les résultats. Nous avons fait remarquer qu'il est important de proportionner la machine de telle manière qu'elle soit aussi économique que possible aux allures habituelles, afin de réduire au minimum le poids de l'approvisionnement nécessaire pour un parcours donné.

La réduction du poids de l'appareil au minimum est intéressante au même point de vue, aussi cet objectif a-t-il été poursuivi, dans ces dernières années, principalement pour les navires de guerre ; à un moindre degré pour les navires de commerce.

Une part considérable d'économie a été réalisée sur les chaudières par l'emploi du tirage forcé. Nous n'aborderons pas ici ce sujet, étranger à l'objet de notre étude, mais nous examinerons avec quelque détail ce qui a été fait pour l'appareil mécanique, pour la machine proprement dite.

Si l'on désigne par D le diamètre du grand cylindre, par G la course, par n , le nombre de tours et par p l'ordonnée moyenne du dia-

gramme totalisé, la force en chevaux est proportionnelle au produit.

$$d^2Cnp$$

L'ordonnée moyenne p dépend de la pression de régime et du coefficient de détente. Nous avons vu d'après quelles considérations il convient de la déterminer en tenant compte à la fois de la double nécessité de développer la puissance maxima et d'obtenir un régime économique aux vitesses habituelles.

Le nombre de tours n se détermine, comme nous l'avons dit, par des considérations tout à fait étrangères à l'économie de combustible. Il est clair que le produit D^2C et le nombre n varient en raison inverse l'un de l'autre. Or, le produit D^2C , peut être considéré, pour des appareils de même type et de même pression de régime comme à peu près proportionnel au poids de la machine. Il semble donc qu'il y ait intérêt à prendre n , aussi grand que possible afin de réduire D^2C , et par suite le poids, au minimum.

C'est, en effet, l'augmentation du nombre de tours qui est le principal facteur de l'allégement des machines ; nous verrons que les limites admises pour ce nombre, dans des appareils de puissances comparables, ont été singulièrement

étendues depuis quelque temps. Ainsi, une machine développant 1 200 chevaux à 100 tours, était considérée, il y a moins de 20 ans, comme une machine rapide ; tandis qu'aujourd'hui on a construit pour divers avisos torpilleurs des appareils de même puissance marchant à 300 tours et plus. Il est clair que ces machines sont plus légères que les anciennes. Mais l'accélération de l'allure ne saurait être poussée au-delà de certaines limites que l'expérience seule peut déterminer.

Enfin, on doit se préoccuper de l'effet des forces d'inertie sur la coque, souvent très légère, du navire. Lorsque la période des vibrations du navire considéré comme une verge élastique, se trouve concorder avec la durée du coup de piston, les vibrations peuvent atteindre des amplitudes dangereuses qui empêchent de lancer la machine à l'allure prévue. Ce fait s'est présenté pour un contre-torpilleur dont la machine de 0^m,406 de course devait marcher à 400 tours par minute. Des trépidations intenses s'étant manifestées dans la coque à 120-240-360 tours, on jugea prudent de ne pas maintenir cette dernière allure, en sorte que les essais durent être exécutés à 330 tours. Nous ne croyons pas que, dans l'état actuel de la science mécanique, aucun

calcul *a priori*, ni même aucune prévision rationnelle puisse permettre de prévoir la durée des vibrations d'un ensemble aussi complexe qu'un navire muni de toutes ses liaisons intérieures. Les faits d'expérience judicieusement interprétés peuvent donner quelques indications à cet égard, mais il n'en est pas moins vrai qu'en général on ne peut pas, sans quelque incertitude, imposer à une coque légère les réactions d'une machine rapide.

Les vibrations sont également à redouter dans les organes mêmes de la machine, mobiles ou fixes.

Les dimensions de ces organes ne peuvent donc être calculées comme celles d'une construction immobile, lors même que les forces d'inertie auraient été évaluées avec le plus grand soin. Les règles pratiques, que l'on trouvera à la fin de notre étude, montreront à quelles limites de légèreté la plupart des constructeurs se sont arrêtés dans les machines modernes. Ces limites seront-elles dépassées prochainement ? Nous ne le pensons pas. Quel que soit l'intérêt de la réduction de poids des machines, la sécurité de fonctionnement doit passer en première ligne ; et, il faut bien reconnaître que les essais de nos machines modernes n'autorisent pas un nouveau

pas en avant dans la voie de la légèreté, mais provoquent plutôt un léger retour vers l'ancien style de construction mécanique.

Toutefois, il n'est pas douteux que les progrès de la métallurgie et des procédés de mise en œuvre permettent de proportionner la plupart des organes moins largement qu'on ne faisait autrefois, et cela, à sécurité égale pour un même effort. Ainsi, les arbres en fer sont remplacés par des arbres en acier forés ; il en est de même pour les tiges de piston et les bielles. L'acier moulé remplace la fonte pour les pistons, les couvercles de cylindre, les carlingues de fondation et les bâtis ; les bronzes phosphoreux et manganésés remplacent souvent le bronze ordinaire pour les coussinets et les hélices.

D'une manière générale, l'emploi de matériaux de choix dont la qualité est sévèrement contrôlée, est un moyen d'allègement parfaitement rationnel, surtout pour les pièces mobiles dont le poids donne naissance aux forces d'inertie. Par contre, tout allègement obtenu par des dispositions qui peuvent amener une augmentation de la consommation de charbon, doit être absolument rejetée. Ainsi, on ne devra pas réduire les dimensions des orifices de vapeur au-dessous des limites que nous avons indiquées (Chap. II).

La suppression des enveloppes de vapeur ne peut procurer non plus qu'un bénéfice de poids illusoire. Leur influence sur la consommation de charbon, principalement aux allures réduites ressort en effet trop nettement de tous les faits d'expérience, pour qu'on puisse mettre en balance l'économie de quelques tonneaux de fonte dans la construction d'une machine, et la dépense bien autrement considérable qui correspond à l'accroissement de la consommation de charbon. Nous pensons, par suite, que l'exemple donné par quelques constructeurs anglais, dans plusieurs machines récentes de croiseurs et contre-torpilleurs ne doit pas être suivi.

Il est essentiel, en effet, de ne pas apprécier la question si importante des poids consacrés à la propulsion au moyen d'un seul chiffre, qui représente le poids de la machine par cheval à la puissance maxima.

Ce chiffre ne donne qu'une indication incomplète et souvent trompeuse si on le sépare de celui qui représente le poids de l'approvisionnement de charbon correspondant à un parcours donné à l'allure de route.

C'est surtout ce dernier chiffre que l'on devra avoir en vue pour une appréciation exacte des poids.

Désignation des navires		Poids des machines par cheval	Poids des chaudières eau comprise par cheval	Total
<i>Sardegna</i> cuirassé d'escadre italien 1888	4 machines à expansion $4 \left(\frac{0,99}{1,295} \frac{150}{1,295} \frac{2,33}{1,295} \right) n = 120$	37 kg, 7	43 kg, 1	80 kg, 8
	Chaudières cylindriques à retour de flamme.			
<i>Dogali</i> croiseur italien 1888	2 machines à triple expansion $2 \left(\frac{0,762}{0,838} \frac{1,143}{0,838} \frac{1^m,854}{0,838} \right) n = 160$	35, 4	40, 8	76, 2
	Chaudières cylindriques à retour de flamme.			
<i>Montebello</i> contre-torpilleur italien 1888	3 machines à triple expansion $3 \left(\frac{0,394}{0,406} \frac{0,61}{0,406} \frac{0,34}{0,406} \right) n = 400$	15, 9	22, 1	38, 1
	Chaudière type locomotive modifié.			

R. W. HAWTORN LESLIE ET C^{ie}

Désignation des navires	Poids des machines par cheval	Poids des chaudières en prise par cheval	Total	
<i>Amiral Duperré</i> croiseur d'escadre 1879	2 machines Compound à 3 cylindres $2 \left(\frac{1^m,55 - 2 \times 2^m}{1} \right) n = 77$	101kg,1	70kg,6	171kg,7
<i>Forfait, d'Estaing</i> croiseurs 1878	Chaudières cylindriques à retour de flamme. 1 Compound à 3 cylindres $\frac{1^m,44 - 2 \times 1^m,67}{0,80} n = 84$	78, 4	70, 6	149
<i>Cécille</i> croiseur 1886	Chaudières cylindriques à retour de flamme. 4 machines Compound à 2 cylindres $4 \left(\frac{1^m,00 - 1^m,84}{0,920} \right) n = 104$	64, 5	63, 2	127, 7
<i>Vautour, Faucon</i> croiseurs 1886	Chaudières cylindriques à retour de flamme. 2 machines Compound à 2 cylindres $2 \left(\frac{0^m,763 - 1,524}{0^m,910} \right) n = 140$	39, 5	60, 1	99, 6
	Chaudières cylindriques à flamme directe.			

FORGES ET CHANTIERS DE LA MEDITERRANÉE

Cette considération donne une très grande importance aux expériences de consommation à allure réduite qui étaient, à tort, considérées comme secondaires jusqu'à ces dernières années. Les tableaux précédents qui indiquent les dimensions principales et les poids par cheval d'un certain nombre de machines, les unes construites il y a dix ans environ, les autres modernes, permettront d'apprécier les progrès accomplis dans la voie de l'allègement des moteurs.

TABLE DES MATIÈRES



CHAPITRE PREMIER

Etude du diagramme. Tracé approximatif de la courbe de détente. Dépense de vapeur correspondant à un travail donné. Influence de la conductibilité des parois sur le travail de détente.

	Pages
Etude du diagramme	5
Tracé du diagramme prévu	7
La loi de détente est représentée approximativement par la loi de Mariotte	9
La courbe de détente et la dépense de vapeur ne peuvent pas être déterminées <i>a priori</i>	11
Hypothèse de M. Hirn sur le mode d'action des parois	13

CHAPITRE II

Examen des différentes causes de perte de travail qui rendent le travail réel inférieur au diagramme théorique

Perte de pression depuis la chaudière jusqu'au cylindre	20
---	----

	Pages
Dimensions des tuyaux de vapeur dans les machines qui ont plusieurs cylindres admetteurs.	27
Perte de pression entre la boîte à tiroir et le cylindre pendant la période d'introduction.	
Organe d'introduction théorique	29
Détente et échappement. Dimensions de l'orifice d'échappement	36
Avance à l'échappement	38
Période de compression	40
Explication élémentaire de l'utilité du refoulement	41
Justifications expérimentales de l'avantage du refoulement	45
Diagramme prévu d'une machine simple . . .	46
Diagramme des machines Woolf	47
Ordonnée moyenne générale du diagramme d'une machine Woolf	52
Diagramme fictif (dit diagramme théorique) . .	53

CHAPITRE III

Des enveloppes de vapeur

De l'utilité des enveloppes de vapeur	55
Le rôle de l'enveloppe paraît consister dans une modification de l'action des parois . . .	62
De la surchauffe	66
De l'influence du nombre de tous et du choix des dimensions principales	69
Avantages des grandes courses de piston . . .	71
Réduction des espaces morts, conséquence des grandes courses	74

CHAPITRE IV

*Du principe économiques des machines
à détente successive*

	Pages
Fractionnement de la chute de température . . .	77
Théorie géométrique des machines Woolf . . .	82
Théorie physique des machines Woolf	82
Perte de travail résultant des espaces morts . .	84
Perte de travail due à la détente brusque qui se produit entre les deux cylindres	88
Valeur économique des types Corliss	90

CHAPITRE V

Examen comparatif des divers types de moteurs

Machines simples.	92
Machines Woolf et Compound (à double dé- tente)	95
Choix des dimensions des cylindres d'une ma- chine compound	100
Choix des dimensions principales des machines à triple expansion.	107

CHAPITRE VI

De la machine en mouvement

Forces d'inertie	111
La rotation de l'arbre n'est pas uniforme . . .	114

	Pages
Influence de l'avance à l'admission sur le changement de contact de la bielle	117
Serrage des articulations	122
Effet des forces d'inertie sur les mouvements des tiroirs	127

CHAPITRE VII

De condenseur

Rôle du condenseur.	128
Pompe à air.	132

CHAPITRE VIII

Pompes à mouvement alternatif

Leur fonctionnement	136
Pompes de circulation	141

CHAPITRE IX

Machines marines

Leur poids	143
----------------------	-----