

SIXIEME PARTIE

Au sujet du frottement semi-fluide

par Ch. HANOCQ

Professeur à l'Université de Liège
Rapporteur de la Commission S. B. M. des Paliers

Notations utilisées pour désigner les diverses pressions spécifiques prises en considération dans le mémoire.

- p toute pression spécifique régnant dans le cylindre.
- p_m pression moyenne régnant dans le cylindre pendant la course de détente.
- p_c pression moyenne régnant dans le cylindre pendant la course de compression.
- p_i pression moyenne indiquée régnant dans le cylindre pour l'ensemble des deux courses d'admission et de détente : $p_i = p_m - p_c$.
- p_x pression moyenne développée dans le cylindre par les effets d'inertie dus au mouvement alternatif, rapportée à une demi-course, dans les courses d'admission et d'émission.
- p_o pression moyenne développée dans le cylindre par les effets d'inertie dus au mouvement alternatif, rapportée à l'ensemble des quatre courses.
- p' toute pression spécifique appliquée à la surface portante du piston sur le cylindre.
- p'_m pression moyenne appliquée à la surface portante du piston sur le cylindre et provenant de l'effet de la pression moyenne p_m .
- p'_c pression moyenne appliquée à la surface portante du piston sur le cylindre et provenant de l'effet de la pression moyenne p_c .
- p'_i pression spécifique appliquée à la surface portante du piston sur le cylindre et correspondant au poids du piston.
- p''_i pression initiale exercée par l'action élastique des cercles de piston sur la périphérie du cylindre.

INTRODUCTION

Nous avons désigné de cette manière le frottement qui se produit entre deux surfaces *strictement* parallèles.

C'est donc à un frottement de cette nature que l'on a affaire dans le fonctionnement du piston et des cercles de piston dans le cylindre, ou du patin de crosse dans son guide.

On voit que la connaissance des lois du frottement serait fort incomplète si l'on ne s'attachait à l'étude du frottement semi-fluide. Toute la question du rendement organique des machines alternatives devrait être abandonnée car c'est par une simplification vraiment trop élémentaire que l'on se borne, pour évaluer celui-ci, à admettre que la puissance absorbée par les frottements peut être mesurée par la puissance indiquée à vide.

Nous verrons qu'il ne s'agit là que d'une hypothèse d'une grossière approximation qui conduit à admettre des erreurs de l'ordre de 50 % et plus.

Pour pouvoir faire œuvre scientifique dans ce domaine, il est évident qu'il est nécessaire d'établir des relations montrant l'influence sur le coefficient de frottement, des trois facteurs :

- V vitesse moyenne du piston;
 p pression moyenne sur le piston;
 μ viscosité à la température de la paroi du cylindre.

Si vers 1903, le Professeur Dwelshauwers pouvait dire sans trop d'exagération, et non sans humour, que l'étude du rendement organique des machines pouvait constituer, tout au plus, une

aimable distraction pour un professeur de Mécanique appliquée en vacances, il est permis d'affirmer qu'à l'heure actuelle, il n'en est plus ainsi et qu'un grand pas a été fait dans la connaissance du coefficient de frottement tant en régime non hydrodynamique qu'en régime hydrodynamique.

CHAPITRE I

FORME DE LA FONCTION CONDUISANT A LA VALEUR DE f

Lorsqu'il s'agit de surfaces parallèles, la théorie ne peut plus être mise à contribution : le phénomène hydrodynamique qui commande l'épaisseur de la couche d'huile, n'existe plus comme le montre l'équation fondamentale établie dans la II^{me} partie de cet ouvrage, qui lorsqu'on passe à la limite $h = H$, conduit à une pression nulle sur toute l'étendue du blochet.

Cette conclusion n'implique pas que le graissage est impossible entre surfaces parallèles, mais que le phénomène qui commande l'épaisseur de la couche d'huile entre surfaces légèrement inclinées, n'existe plus et qu'entre surfaces parallèles, ce sont d'autres forces qui entrent en jeu pour maintenir la couche d'huile à une épaisseur déterminée toujours plus petite, il est vrai, qu'entre surfaces inclinées, pour les mêmes valeurs de μ , V et p .

C'est donc à l'expérimentation systématique qu'il faut avoir recours si l'on veut déterminer l'influence de chacun de ces trois facteurs, sur la valeur de l'épaisseur a de la couche d'huile et sur la valeur du coefficient de frottement f qui en résulte.

Sans doute est-on encore en droit d'écrire en vertu de la loi de Newton-Navier que la part du frottement qui provient du glissement des couches infiniment minces l'une sur l'autre, peut s'exprimer par la relation

$$f = \frac{\mu V}{p} \frac{l}{a}$$

où a désigne la distance des deux surfaces; mais l'expérience montre qu'à ce premier terme il faut cette fois ajouter un second terme f_1 qui tient compte de ce que, les surfaces n'étant pas mathématiquement planes, l'action des « aspérités » se fait sentir à travers la couche par des actions

moléculaires dont l'effet est d'accroître la résistance au déplacement. Ainsi

$$f = f_1 + \frac{\mu V}{p} \frac{l}{a} \quad (1)$$

dans le régime semi-fluide.

Cette manière de voir que nous avons énoncée il y a déjà plusieurs années, est confirmée aujourd'hui par les admirables expériences de Needs (*) qui, opérant sur un pivot de petite étendue parfaitement rodé a montré que la valeur de f_1 pouvait être prise égale à zéro et que la valeur du terme fonction de μ , V et p était bien proportionnelle à V lorsque μ et p restaient constants.

C'est donc aux rugosités des surfaces, qui traversant la couche d'huile de part et d'autre, viennent interférer au point de faire jouer l'attraction moléculaire, qu'il faut attribuer l'intervention d'un terme f_1 dans la valeur du coefficient de frottement.

Cet accroissement f_1 , important et qui dépend essentiellement de l'état de poli des surfaces, ne pourra être déterminé que par la voie directe et pour chaque cas particulier.

Dans la plupart des cas, il est vrai, le second terme prend une importance du même ordre que f_1 et partant, il importe de pouvoir déterminer en fonction de μ , V et p , la valeur de l'épaisseur de la couche d'huile a .

CHAPITRE II

RECHERCHES EXPERIMENTALES POUR LA DETERMINATION DE a

Dans le régime hydrodynamique, on peut établir que la valeur h_s de l'épaisseur de la couche d'huile à la sortie du blochet peut se calculer en fonction de μ , V et p par la relation

$$\frac{h_s}{l} = C \sqrt{\frac{\mu V}{p l}}$$

l désignant la longueur du blochet dans le sens du déplacement; C est une constante qui dépend de l'inclinaison des surfaces l'une par rapport à l'autre.

(*) S.-J. NEEDS, Boundary Film Investigations, A.S.M.E. Transactions, May 1940.

Lorsque l'inclinaison est nulle, C et partant h_s , tombent à zéro.

Cette conclusion de la théorie, manifestement contraire aux faits observés, vient de ce que les forces hydrodynamiques qui assurent l'équilibre dans le cas des surfaces inclinées n'existent plus dans le cas des surfaces parallèles, mais dans ce dernier cas, il est vrai, d'autres forces entrent en jeu pour maintenir l'équilibre.

La valeur de a , comme nous le verrons, est encore proportionnelle à $\sqrt{\mu}$ et fonction de p mais la vitesse de déplacement n'intervient plus.

Pour établir la valeur de a , nous disposons des expériences de M. Bodart (*) effectuées dans notre Laboratoire, ainsi que des expériences de M. Planiol (**) conduites au Laboratoire de Mécanique appliquée de la Sorbonne, il y a vingt-cinq ans.

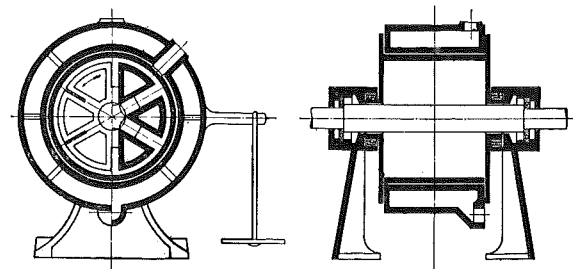


Fig. 1.

Sans entrer dans les détails de la méthode employée par M. Bodart (voir fig. 1), disons que nous avons pu déduire de l'ensemble des expériences, résumées dans le diagramme quelque peu schématisé de la figure 2, la relation valable pour la vitesse V comprise entre 0,500 m et 5,500 m,

$$a = \frac{m}{p + 10^4 n} \quad (2)$$

dans laquelle n peut être pris égal à 5,2 et $m = 1,6$; p étant exprimé en kg/m^2 .

M. Bodart n'ayant pu opérer qu'avec une seule huile et une seule température, il n'était pas possible de discerner la forme de la fonction par rapport à μ .

(*) E. BODART, Etude du coefficient de frottement dans la phase onctueuse, Revue Universelle des Mines, Novembre 1938.

(**) PLANIOL, Thèse soutenue en Sorbonne sur le rendement organique du Moteur à Gaz, 1922.

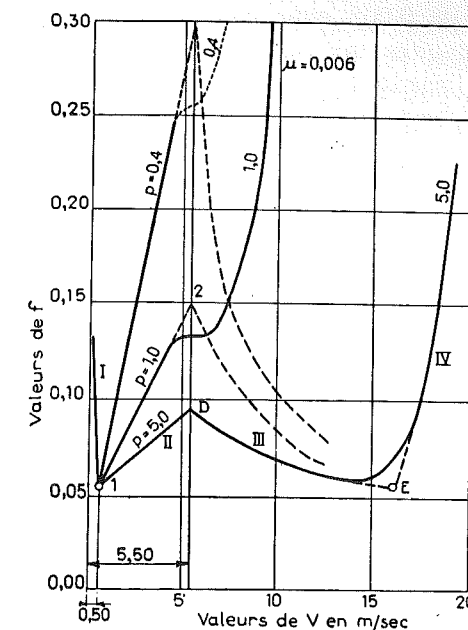


Fig. 2.

Mais en étudiant les pertes par frottement dans le moteur à gaz, M. Planiol avait pu opérer avec trois huiles de provenances différentes et quatre températures de régime distinctes.

En utilisant l'ensemble des résultats obtenus, nous avons pu déduire avec certitude, que m pouvait se mettre sous la forme

$$m = a_1 \sqrt{\mu} \quad (3)$$

avec a_1 variable de 17 à 22 suivant la provenance de l'huile; 17,38 correspondant à l'huile A la plus fluide, 18,93 à l'huile la plus épaisse, l'huile de ricin et 21,88, la valeur la plus élevée, étant observée pour l'huile considérée comme la meilleure et désignée dans le mémoire de M. Planiol comme l'huile normale de moteur.

Dans ces conditions, entre les limites de vitesse

$$0,500 \text{ m} < V < 5,500 \text{ m}$$

on peut dire que

$$f = f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} \left(1 + \frac{10^4 n}{p} \right) V \quad (4)$$

la valeur de f_1 n'étant pas nécessairement constante et dépendant en tout cas de l'état des surfaces.

Lorsque l'on a affaire à des surfaces particulièrement bien rodées, sous faible pression, f_1 tend à descendre à une valeur très faible de

l'ordre de 0,008 pour fixer les idées, mais les discontinuités aux cercles (aux palettes dans le cas de l'appareil de M. Bodart) tendent à entraîner un léger bourrelet d'huile provoquant une perte supplémentaire qui, dans les expériences de M. Planiol, allait croissant en fonction de μ comme les ordonnées de la figure 3, ce qui conduit à

$$f = \Delta f_1 + 0,008 + 0,2 \sqrt{\mu} + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} \left(1 + \frac{10^4 n}{p}\right) V \quad (5)$$

avec $\Delta f_1 = 0$ pour le cas le plus favorable.

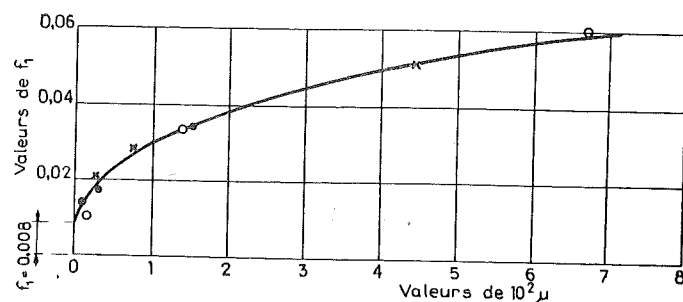


Fig. 3.

Lors des essais en charge du moteur, il est apparu que Δf_1 pouvait prendre des valeurs très grandes allant jusqu'à 0,05; cette valeur Δf_1 telle qu'elle résulte de l'analyse des résultats d'expériences, est indiquée dans un diagramme (fig. 4)

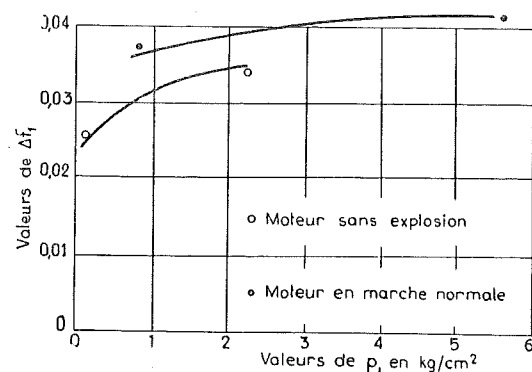


Fig. 4.

dans lequel l'abscisse est la pression moyenne indiquée au cylindre, les points blancs se rapportant à la marche sans explosion, le moteur étant entraîné par un moteur électrique, les points noirs correspondant à la marche normale.

On voit par l'allure des deux courbes que ce qui intervient, c'est la température moyenne des gaz dans le cylindre, et non la pression indiquée.

Pour comprendre le phénomène, il faut en revenir aux résultats d'ensemble obtenus par M. Bodart, lorsqu'on porte la vitesse V en abscisse, maintenant la température à la paroi extérieure du cylindre constante.

On constate très nettement quatre régimes distincts :

- I) le régime 1, qui correspond au régime onctueux observé par M. Leloup dans les paliers, au cours duquel f diminue lorsque V croît;
- II) le régime 2, que j'ai appelé régime semi-fluide et que nous venons d'analyser;
- III) le régime 3 au cours duquel le coefficient de frottement va rapidement décroissant jusqu'à une valeur minimum qui paraît correspondre à la valeur initiale du régime semi-fluide;
- IV) enfin, le régime 4 qui correspond à un accroissement extrêmement rapide de f dont la valeur tend vers la valeur correspondant au frottement sec.

Il est possible de donner une explication de ces deux dernières phases : la quantité de chaleur mise en jeu par le frottement va rapidement croissant avec V dans le régime semi-fluide; on peut même dire qu'elle va croissant comme V^2 et dans ces conditions cette quantité de chaleur ne peut être évacuée vers la paroi à travers la couche d'huile qu'à la faveur d'une élévation considérable de la température au sein de celle-ci, ce qui amène une chute de la viscosité réelle, alors que nous la supposons constante dans la relation (2).

Ceci explique comment $(f - f_1)$ diminue rapidement, puisque ce terme est proportionnel à $\sqrt{\mu}$ réel.

Lorsque μ est tombé à une valeur très faible, la couche d'huile devient si mince que tout se passe comme s'il n'y avait pas de graissage.

Ainsi, l'accroissement Δf_1 de f_1 provient selon nous de ce que dans la région du fond de cylindre, la température de la paroi est assez élevée pour provoquer un amincissement de la couche d'huile qui conduit pendant une partie de la course, à une valeur de f_1 très élevée; comme f est déduit des expériences, il apparaît comme une valeur moyenne des valeurs du coefficient de frottement au cours des quatre courses, et l'on peut

concevoir que la moyenne n'augmente que de quelques centièmes, alors que f maximum peut atteindre 0,15 et plus.

CONCLUSIONS

§ 1. — En ce qui concerne l'application de la formule (2) aux machines alternatives.

Nous ferons d'abord remarquer que dans le régime semi-fluide, la partie du coefficient de frottement qui ne dépend pas de l'état des surfaces, croît proportionnellement à V et non à \sqrt{V} comme c'est le cas dans le régime hydrodynamique

$$f - f_1 = \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} \left(1 + \frac{10^4 n}{p}\right) V \quad (6)$$

Lorsque l'on veut utiliser cette relation à l'analyse des pertes par frottement dans le fonctionnement d'une machine à piston avec des cercles d'étanchéité, on est conduit à introduire la vitesse moyenne du piston au lieu de la vitesse constante réalisée dans l'appareil à palettes; il est possible de montrer que si la vitesse varie sinusoidalement en fonction de la course, comme c'est le cas dans les machines alternatives quand on ne tient pas compte de l'obliquité de la bielle, on peut remplacer dans l'évaluation du travail perdu T_r par les frottements, dans une course, V par V_m , V_m étant égal à

$$V_m = \frac{\pi}{4} \omega r$$

Comme on a l'habitude de prendre pour la vitesse moyenne de piston, la valeur définie par la relation

$$\begin{aligned} V &= \frac{2 CN}{60} = 2 r \frac{\omega}{\pi} = 8 \frac{\omega r}{4} \frac{\pi}{\pi^2} \\ &= \frac{8}{\pi^2} V_m \approx 0,8 V_m \end{aligned} \quad (7)$$

nous voyons que si l'on veut utiliser la formule ci-dessus en désignant cette fois par V la vitesse moyenne telle qu'on l'entend habituellement, il faut remplacer

$$\frac{1}{a_1} \text{ par } \frac{1,25}{a_1}$$

Dans ce qui va suivre, nous continuerons à employer pour constante $1/a_1$ et non $1,25/a_1$ parce que les valeurs de a_1 que nous avons indiquées plus haut comme étant déduites des expériences de M. Planiol ont été établies en utilisant comme constante $1/a_1$ et pour vitesse, la vitesse moyenne V .

Lorsque l'on voudra faire la comparaison entre les valeurs observées pour a_1 dans les expériences sur l'appareil à palettes et les valeurs correspondant à celles relevées sur le moteur, il conviendra de multiplier ces dernières par 1,25. C'est ainsi que nous avons trouvé pour l'appareil à palettes $a_1 = 21$; ce chiffre est à comparer à 21,7 obtenu sur le moteur avec l'huile A la plus fluide ($17,33 \times 1,25 = 21,7$).

§ 2. — En ce qui concerne le travail dû aux frottements dans les machines alternatives.

Pour un moteur à gaz à simple effet à quatre temps, comme celui utilisé par M. Planiol, il est normal de calculer le travail T_r absorbé par les frottements sur quatre courses et de le comparer au travail produit dans le cylindre dans la même période.

En désignant par p la pression moyenne exercée par les cercles de piston pendant quatre courses et en désignant par S la surface de ces cercles, nous pourrions écrire

$$T_r = 4 S p f C = 4 S C (A p + B V) \quad (8)$$

formule dans laquelle

$$A \text{ est mis pour } f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} V$$

$$B \text{ est mis pour } \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} 10^4 n$$

On pourrait écrire une relation analogue pour les pertes provenant du piston lui-même, si bien que l'on pourrait conclure que T_r croît linéairement avec la pression p quand le moteur marche à vitesse moyenne V constante, et que T_r croît linéairement avec la vitesse moyenne V quand la pression moyenne p reste constante.

C'est ce que fait ressortir le diagramme de la figure 5, dressé par M. Planiol pour représenter les résultats de ses expériences en fonction de la pression moyenne dans le cylindre; ce dia-

gramme donne il est vrai le couple C_t en fonction de p , mais entre T_r et C_t on a la relation

$$C_t = \frac{T_r}{4\pi} \quad (9)$$

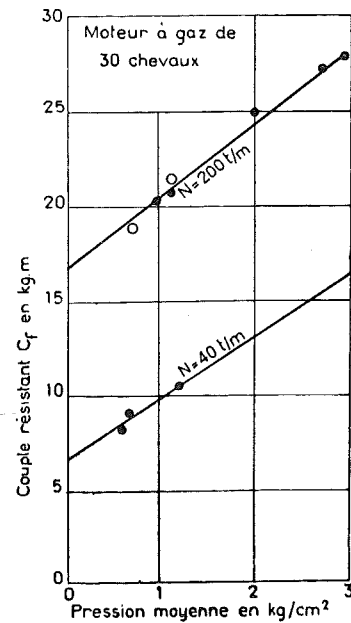


Fig. 5.

Pour expliciter la loi linéaire déduite de la figure 5 pour $N = 200$ tours/minute, puis $N = 40$ tours/minute, il faudra se livrer à une analyse serrée des conditions de fonctionnement du moteur.

Nous avons à cette fin, représenté le diagramme développé sur quatre courses (fig. 6),

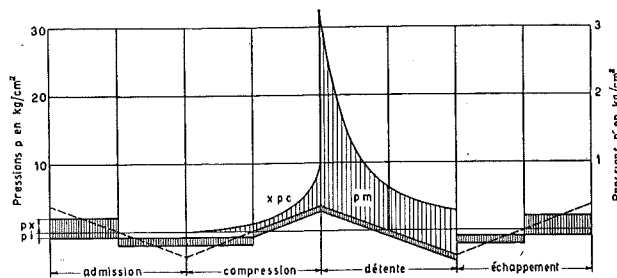


Fig. 6.

de la variation de la pression instantanée, appliquée dans l'axe du piston du fait des pressions régnant dans le cylindre. (La figure 7 fournit une coupe schématique du moteur, avec les notations principales).

Cette pression est nulle dans la course d'admission et dans la course d'émission et nous pouvons parler de la pression moyenne

p_m pendant la course de détente
 p_c pendant la course de compression.

Nous appellerons

p_1 la pression moyenne indiquée comme on l'entend d'habitude
 $p_1 = (p_m - p_c)$

Dans les expériences étudiées, nous pouvons dire que p_c était approximativement égal à $1/4 p_m$, à toutes les charges, le réglage de l'avance à l'admission ayant été fait pour obtenir constamment un diagramme correct sans retard à l'explosion; nous avons donc fait tous les calculs qui vont suivre sur la base

$$p_1 = \frac{3}{4} p_m$$

Nous avons porté en ordonnées dans le diagramme de la figure 6 en traits mixtes, les valeurs des effets d'inertie traduits en kg/m², la valeur maximum au point mort étant calculée par l'expression

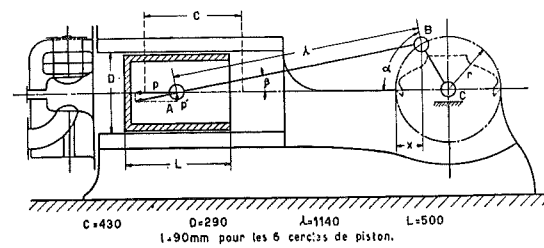
$$\frac{P}{g} \frac{V_1^2}{r} \frac{4}{\pi D^2} = 2 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

P étant le poids du piston (140 kg); V_1 la vitesse tangentielle au bouton de la manivelle (4,50 m pour 200 tours/minute); r étant égal à 0,215 m.

La valeur moyenne p_x par demi-course a été portée en ordonnée; elle est égale à la moitié de la valeur ci-dessus et elle donne lieu à l'aire hachurée par des traits verticaux d'ordonnée égale à 1 kg/cm².

Avec les dimensions de la machine, lorsqu'on veut passer de la force axiale à la composante appliquée sur la jupe du piston, il faut écrire, en évaluant les forces par unité de surface

$$p' \cdot 2r = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi D L \cdot 0,22} \cdot \int_0^{2r} p \text{tg } \beta \text{ dx}$$



et comme

$$\lambda \text{tg } \beta \approx r \sin \alpha \text{ et } dx = d(1 - \cos \alpha) r = r \sin \alpha d\alpha$$

on voit que, l'intégration étant effectuée

$$p' = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi D L \cdot 0,22} \cdot \frac{r}{\lambda} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{2} p$$

soit avec

$$\frac{r}{\lambda} = \frac{1}{5}$$

$$\frac{\pi D^2}{4} = 0,0652$$

$$\pi D L \cdot 0,22 = 0,68 \cdot 0,22$$

très approximativement :

$$p' = 0,1 p$$

En changeant d'échelle, nous pourrions dire que les valeurs de p' sont mesurées par les ordonnées des courbes de p , l'échelle de ces pressions étant cette fois indiquée sur le côté droit du diagramme.

Pour calculer la valeur de p' moyen, il est nécessaire de faire intervenir la pression correspondant au poids du piston, pression que nous désignerons par p'_1 et qui peut être posée dans le cas particulier présent égale à $0,126 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$.

Toutefois, dans les courses à vide, il faut noter que le poids peut être équilibré par la valeur de l'effort d'inertie, si bien que la résultante, au lieu d'être dirigée vers le bas et être égale à la somme des deux, est dirigée vers le haut, étant égale à la différence. C'est ce qu'indique le diagramme dans les parties hachurées par des traits verticaux, dans les périodes d'admission et d'échappement.

Pour la moitié de la course de compression, on peut par approximation dire que tout se passe comme dans la demi-course précédente, tandis que dans la seconde demi-course, il faut ajouter la pression p'_1 à la pression moyenne correspondant à l'aire restante rapportée à la mi-course; cette pression moyenne nous l'avons désignée par $x p'_c$, x étant inférieur à 2, puisque p_c désignait la valeur moyenne rapportée à la course entière.

Pour la course directe de détente, p'_1 s'ajoute purement et simplement à p'_m , la valeur moyenne de p_m n'étant pas influencée par les effets d'inertie.

Si, dans ces conditions, on effectue la moyenne générale, on arrive à

$$p' = 0,1 \left[\frac{5}{8} p_x + \frac{1}{4} p_m + \frac{x}{8} p_c \right] + \frac{1}{4} p'_1$$

soit

$$p' = 0,1 p + \frac{1}{4} p'_1$$

Nous désignerons par p_0 la valeur $5/8 p_x$ qui traduit l'influence des effets d'inertie sur la pression résultante moyenne agissant sur le piston et nous écrirons, x pouvant être pris égal à 1,5

$$p = p_0 + \frac{1}{4} p_m + \frac{x}{8} p_c = p_0 + \frac{8 + 1,5}{32} p_m$$

De là la relation

$$p = p_0 + \frac{p_1}{k}$$

puisque $p_1 = 3/4 p_m$;

k ressort donc de nos calculs à 2,52 alors que les calculs graphiques rigoureux conduisent à $k = 2,55$ pour les mêmes conditions :

$$N = 200 \text{ tours/minute} \quad p_1 = 6 \text{ kg/cm}^2$$

environ à la pleine charge.

A la vitesse de $N = 40$ tours/minute, les efforts d'inertie sont nuls, et partant p_0 étant égal à zéro,

$$p = \frac{1}{4} p_m + \frac{x}{8} p_c = \frac{1}{4} (p_m + p_c)$$

$$= \frac{1}{4} \left(\frac{4}{3} p_1 + \frac{1}{3} p_1 \right) = \frac{p_1}{k}$$

avec $k = 2,40$, x étant ici égal à 2.

En ce qui concerne p' , il faut écrire ici :

$$p' = 0,1 p + p'_1$$

car le poids du piston ne peut plus être équilibré par les efforts d'inertie.

Lorsqu'on voudra faire l'analyse des résultats obtenus en entraînant le moteur avec compres-

sion, mais sans explosion, il faudra remplacer $2 p_m$ par $x p_o$ dans la relation générale; d'où

$$p = p_o + \frac{1}{4} p_m + \frac{x}{8} p_o = p_o + \frac{1}{4} x p_o$$

Tenant compte des relevés à l'indicateur, M. Planiol avait trouvé pour p la valeur de 1,49; comme

$$p_o = \frac{5}{8} p_x = \frac{5}{8} \cdot 1,0 = 0,625$$

et que

$$p_o = \frac{1}{5} p_1 = \frac{1}{5} \cdot 6 = 2 \text{ kg/cm}^2$$

la valeur de x ressort à 1,73.

Dans tous les calculs que nous avons effectués pour déduire le rendement organique du moteur, nous avons conservé

$$k = 2,50 \quad \text{et} \quad x = 1,5$$

Compte tenu de ces relations, nous avons pu passer de la valeur de p' à l'effort de frottement sur le piston

$$(\pi D L \cdot 0,22) (0,1 p + \frac{1}{4} p'_1) f$$

puis à l'effort de frottement aux cercles de piston

$$(\pi D l) [p''_1 + \alpha (p - p_o)] f$$

L étant la longueur du piston;

l la longueur totale des cercles de piston;

0,22 la fraction de la circonférence occupée par la surface portante;

p''_1 la pression initiale exercée par les cercles sur les cylindres à vide (dans les expériences présentes, 0,4 kg/cm²);

$\alpha (p - p_o)$ la fraction de la pression moyenne s'exerçant derrière les cercles, α pouvant être pris égal à 0,33.

Il est nécessaire de noter que la pression qui s'exerce derrière les cercles ne doit pas tenir compte de la pression p_o représentant l'influence des efforts d'inertie.

Dans le moteur étudié, $\pi D l$ peut être considéré comme équivalent à $\pi D L \cdot 0,22$, si bien que

l'évaluation du travail T_f peut se faire en mettant en évidence $\pi D l$ pour l'ensemble des deux termes.

On trouve ainsi en tenant compte de la relation (9)

$$C_f = C D l \cdot 10^4 (C' + A' p + B' V) \quad (10)$$

dans laquelle

$$A' = (0,1 + \alpha) (f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu V}) \quad (11)$$

$$B' = \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu} [2n + (0,1 + \alpha) p] \quad (12)$$

$$C' = (p''_1 + \frac{1}{4} p'_1 - \alpha p_o) (f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu V}) \quad (13)$$

Cette relation montre que si V est constant, C_f varie comme les ordonnées d'une droite en fonction de p .

En utilisant les données du moteur expérimenté, on retrouve au moyen de cette relation, très fidèlement les courbes tracées figure 5.

§ 3. — Rendement organique des machines alternatives.

Le rendement organique η'_o limité à ce qu'il serait si l'on pouvait considérer les pertes dans les organes en rotation comme négligeables, peut s'exprimer par la relation

$$\eta'_o = \frac{T_i - T_f}{T_i} = 1 - \frac{C_f}{C_i} \quad (14)$$

en désignant par

$$C_i = \frac{1}{K} \frac{D^2 C}{4} p_1$$

η'_o peut se mettre sous la forme

$$\eta'_o = 1 - 4K \frac{l}{L} \frac{C}{C D} \frac{\beta}{p_1} + \frac{\gamma}{k} \quad (15)$$

p_1 étant exprimé en kg/cm², β et γ ayant les valeurs suivantes :

$$\beta = (f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu V}) (p''_1 + \frac{1}{4} p'_1 + 0,1 p_o) + \frac{2n}{a_1} \sqrt{\mu V} \quad (16)$$

$$\gamma = (f_1 + \frac{1}{a_1} \sqrt{\mu V}) (\alpha + 0,1) \quad (17)$$

Les valeurs de K et de k sont respectivement égales à

pour le moteur 4 temps, simple effet 4 et 2,5
 » » » 4 » double » 2 et 1,25
 » » » 2 » double » 1 et 1

Lorsqu'on veut tenir compte des organes à mouvement de rotation, qui participent du frottement hydrodynamique, on doit soustraire du second membre un terme

$$\frac{\sum C_f}{C_i}$$

qui en tenant compte de la valeur de

$$f = 0,72 \frac{a}{r} + 16,3 \frac{\mu N}{p} \frac{r}{a}$$

conduit à

$$0,175 K \left(\frac{32}{1000} + 0,0733 N \right) \frac{1,70}{p_1}$$

Cette relation tient compte, pour le moteur étudié, des pertes supplémentaires dans les organes de la distribution.

En utilisant la relation (15) complétée par ces deux derniers termes, on peut donner le tableau suivant.

Nous y avons fait figurer les rendements organiques calculés dans l'hypothèse où les frottements sont supposés les mêmes en charge qu'à vide; ces chiffres comparés aux rendements vrais, qui sont inscrits en caractères gras, donnent la mesure de l'erreur que l'on commet quand on s'en tient à l'hypothèse généralement admise faute de mieux.

La colonne 3 donne la valeur des termes se rapportant à la perte due aux frottements non hydrodynamiques, exprimées en pour cent. On voit que la perte due aux organes en rotation est faible dans les machines à faible nombre de tours, 1/4 à 1/5 du total.

En examinant la formule du rendement organique, on peut voir qu'abstraction faite des pertes dans les organes du mouvement de rotation, d'ailleurs faibles, toutes les machines géométriquement semblables ont même rendement orga-

charge	2 temps double effet K = 1, k = 1					4 temps double effet K = 2, k = 1,25					4 temps simple effet K = 4, k = 2,5					p ₁
	1 ^{er}	2 ^{me}	5 ^{me}	1 ^{er} +2 ^{me}	η_o	1 ^{er}	2 ^{me}	5 ^{me}	1 ^{er} +2 ^{me}	η_o	1 ^{er}	2 ^{me}	5 ^{me}	1 ^{er} +2 ^{me}	η_o	
1/1 en %	0,041	0,025	0,015	0,064	0,923	0,065	0,046	0,027	0,111	0,862	0,065	0,046	0,027	0,111	0,789	6
	53	30	17	85	0,902	47	35	20	80	0,925	30	29	29	71	0,840	
3/4 en %	0,041	0,051	0,018	0,072	0,910	0,065	0,061	0,056	0,126	0,838	0,065	0,061	0,056	0,187	0,741	4,5
	46	54	20	80	0,945	40	38	22	78	0,900	25	47	28	72	0,790	
1/2 en %	0,041	0,046	0,027	0,087	0,886	0,065	0,092	0,054	0,157	0,789	0,065	0,184	0,108	0,249	0,643	5
	36	40	24	76	0,914	18	45	25	75	0,850	18	51	31	69	0,690	
1/4 en %	0,041	0,092	0,054	0,155	0,813	0,065	0,184	0,108	0,249	0,643	0,065	0,568	0,216	0,453	0,351	1,5
	22	50	28	72	0,850	18	52	30	70	0,690	10	57	35	67	0,580	

nique si elles ont la même vitesse moyenne de piston. Cette conclusion implique évidemment la même huile, une même température de circulation et un même état de surface des parois; elle ne tient pas compte de l'influence du terme $0,1 p_0$ qui dépend de la vitesse de rotation et qui, dans les machines à grande vitesse, peut devenir assez important.

Pour les machines à très grande vitesse de rotation, le rendement organique, qui est influencé par le terme en N , ne peut être maintenu à une valeur suffisamment élevée qu'à la faveur d'un régime de températures élevées qui conduise à une viscosité dans les paliers relativement très faible; d'où la disposition à carter fermé avec graissage sous pression adoptée dans ce genre de moteur.

Cette conclusion est encore renforcée par le fait que dans les moteurs à grande vitesse, la vitesse moyenne de piston V est relativement élevée; ce qui fait croître les termes β et γ des formules (16) et (17). Il faudrait, pour le surplus, tenir compte dans les machines à grande vitesse, des efforts appliqués aux manetons, du fait de la force centrifuge qui peut devenir considérable.

Nous terminerons cette partie de l'étude consacrée au frottement semi-fluide, en soulignant : l'importance des pertes dues aux organes du mouvement alternatif, l'erreur commise quand on s'en tient à l'idée que les pertes à vide mesurent l'importance des pertes en charge, et enfin l'intérêt qu'il peut y avoir à refroidir les guides de crosse, au point de vue de la sécurité, comme cela s'est fait dans les machines de grande puissance.

SOCIÉTÉ BELGE DES MÉCANICIENS

(S B M)

21, Rue des Drapiers - BRUXELLES - Téléphone : 11,23,70

**Etude théorique et expérimentale
du
frottement dans les organes de machines
et
Calcul des paliers porteurs**

PRIX : 100 Francs

**1^{re} EDITION
Juin 1949**

Cette brochure peut être obtenue contre versement préalable de son prix
au compte postal n° 1724.23 de la Société Belge des Mécaniciens