

# TABLE DES MATIÈRES — INHOUDSTAFEL

ANNEE — 1941 — JAARGANG

## SOCIÉTÉ BELGE DES MÉCANICIENS — BELGISCHE VEREENIGING VAN WERKTUIGKUNDIGEN

	N <sup>o</sup> N <sup>o</sup>	Pages Bladz.		N <sup>o</sup> N <sup>o</sup>	Pages Bladz.
Commission des paliers : Le graissage en régime hydrodynamique :			niging van Werktuigkundigen over de werkzaamheden van 1940 . . . . .	2	59
Première partie : Blochet et palier de butée.	1	1	SBM. — Assemblée générale statutaire du 2 avril 1941 . . . . .	2	64
Deuxième partie : Étude du palier porteur.	4	121	Conditions de coupe en tournage et puissance du tour, par P. DE HENAU . . . . .	3	83
Commission des moteurs à injection. Note introductive au Rapport SBM 501 : « Recommandations pour les essais des moteurs à injection », par A. JADOT . . . . .	2	47	Détermination des flèches et de tangentes de poutres ou arbres de section constante. — Formules et tableaux, par C. DEMARS . . . . .	3	89
Rapport du Directeur de la Société Belge des Mécaniciens sur les travaux de 1940 . . . . .	2	59	Le régime onctueux dans les paliers lisses, par L. LELOUP . . . . .	5	155
Verslag van den Directeur der Belgische Veree-				6	179

## COMITE ELECTROTECHNIQUE BELGE — BELGISCH ELECTROTECHNISCH COMITE

Rapport CEB n <sup>o</sup> 119 : Boîtes de dérivation et accessoires . . . . .	3	99	câbles isolés au papier imprégné. — Annexe 2 au Rapport CEB n <sup>o</sup> 14 . . . . .	2	67
Fils et câbles isolés au caoutchouc vulcanisé — Prescriptions temporaires et marque de qualité spéciale . . . . .	1	19	Idem. — Modification temporaire n <sup>o</sup> 1. . . . .	5	161
Prescriptions temporaires auxquelles doivent satisfaire les fils et câbles isolés destinés aux installations électriques à basse tension. — Modification temporaire n <sup>o</sup> 3 au Rapport CEB n <sup>o</sup> 10 (1930) . . . . .	4	141	Conditions auxquelles doivent satisfaire les interrupteurs, prises de courant et coupe-circuit à fusibles enfermés pour installations à basse tension et à moyenne tension. — Modification temporaire n <sup>o</sup> 2 au Rapport CEB n <sup>o</sup> 50 <sup>bis</sup> (1933) . . . . .	5	167
Idem. — Modification temporaire n <sup>o</sup> 4 . . . . .	4	146			
Idem. — Modification temporaire n <sup>o</sup> 5 . . . . .	6	197			
Conditions auxquelles doivent satisfaire les				2	68

## ASSOCIATION BELGE DE STANDARDISATION

### BELGISCHE VEREENIGING VOOR STANDARDISATIE

Projet de complément au Rapport ABS n <sup>o</sup> 66 — Clavettes : Tolérances et arrondis . . . . .	6	213	Rapport du Directeur de l'Association Belge de Standardisation sur les travaux de l'exercice 1940 . . . . .	2	75
Projet ABS n <sup>o</sup> 120 : Equipement des véhicules automobiles pour l'alimentation au gaz comprimé . . . . .	1	27	Verslag van den Directeur van de Belgische Vereeniging voor Standardisatie over de werkzaamheden van het boekjaar 1940 . . . . .	2	175
Projet ABS n <sup>o</sup> 121.02 : Code de bonne pratique pour la construction des appareils soumis à pression. — Annexe 2 : Cahier des charges pour la fourniture des tubes en acier soumis au feu . . . . .	5	173	Standards étrangers reçus par l'Association Belge de Standardisation du 1 <sup>er</sup> janvier au 28 février 1941 . . . . .	1	23
Projet ABS n <sup>o</sup> 121.04 : Idem. — Annexe 4 : Cahier des charges pour la fourniture des rivets . . . . .	4	151	Idem, du 1 <sup>er</sup> mars au 30 avril 1941 . . . . .	2	69
Projet ABS n <sup>o</sup> 121.06 : Idem. — Annexe 6 : Cahier des charges pour la fourniture des pièces en acier moulé . . . . .	3	115	Idem, du 1 <sup>er</sup> mai au 30 juin 1941 . . . . .	3	112
			Idem, du 1 <sup>er</sup> juillet au 31 août 1941 . . . . .	4	149
			Idem, du 1 <sup>er</sup> septembre au 31 octobre 1941 . . . . .	5	169
			Idem, du 1 <sup>er</sup> novembre au 31 décembre 1941 . . . . .	6	211

## DIVERS — VERSCHILLENDE

Symboles. — Communication adressée par le Directeur général du Commerce à l'Association Belge de Standardisation, à la Société Belge des Mécaniciens, au Comité Electrotechnique Belge et au Comité National Belge de l'Éclairage . . . . .	1	15	Directeur-Generaal van den Handel gericht aan de Belgische Vereeniging voor Standardisatie, aan de Belgische Vereeniging van Werktuigkundigen, aan het Belgisch Electrotechnisch Comité en aan het Nationaal Belgisch Comité voor de Verlichting . . . . .	1	15
Symbolen. — Mededeeling van wege den			Chroniques . . . . .	3	114
				5	172

## S B M

# Étude des pertes par frottement dans les machines alternatives

par Charles HANOCQ

Ingénieur civil, Professeur à l'Université de Liège,  
Rapporteur de la Commission S.B.M. des paliers

## INTRODUCTION

Le Comité scientifique désigné par la S. B. M. pour lui faire rapport sur la question du graissage en régime hydrodynamique, a soumis à la discussion de ses membres un premier document traitant des paliers à butée et des paliers porteurs (1).

Il compte à bref délai poursuivre son œuvre en établissant un second document traitant de la question de l'équilibre thermique et du calcul des dimensions d'un palier porteur répondant aux trois données :  
charge P — nombre de tours N — température de régime : avec ou sans refroidissement artificiel.

Le Comité scientifique espère poursuivre ultérieurement sa tâche, en abordant la partie technologique qui n'est pas la moins importante, car il est évident que si la détermination des deux dimensions principales

### 1 et d

est à la base du tout premier tracé, de multiples questions restent à résoudre lorsqu'on veut aborder la solution rationnelle et complète de ce problème fondamental. Parmi les questions qui se posent, il faut citer :

- 1) le choix du matériau pour le coussinet;
- 2) le tracé du coussinet;
- 3) le mode d'alimentation en huile et le tracé des organes appropriés à cet objet;
- 4) l'étude des organes destinés à assurer l'étanchéité du palier, tant au point de vue des fuites d'huile que des rentrées de poussière;
- 5) la recherche des formes extérieures du palier proprement dit pour tenir compte des liaisons à établir entre les différents organes et pour adapter le tracé aux nécessités d'exécution, de montage, de démontage et d'entretien.

En attendant que cette œuvre d'ensemble puisse être menée à bonne fin, il est possible d'examiner à la lumière de ce qui a été exposé au point de vue du graissage hydrodynamique dans la première partie du rapport, comment se présente la somme des pertes par frottement dans les machines alternatives et comment varie le rendement organique de ces machines avec la pression moyenne et le nombre de tours. Une telle étude peut être traitée utilement aujourd'hui grâce aux connaissances acquises non seulement dans le domaine du graissage hydrodynamique, mais aussi dans le domaine du graissage non hydrodynamique et cela grâce aux expé-

(1) S B M 1101. Calcul des paliers de butée.

Le graissage en régime hydrodynamique. — Première partie : Blochet et palier de butée. — Standards, n<sup>o</sup> 1-1941, pp. 1 à 14.

Idem. — Deuxième partie : Étude du palier porteur. — Standards, n<sup>o</sup> 4-1941, pp. 121 à 139.

riences effectuées d'une part au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège, sur le frottement en régime non hydrodynamique (2), d'autre part, à celles sorties du Laboratoire de Mécanique annexé à la Sorbonne de Paris sur les pertes par frottement dans les moteurs à explosion (3).

En nous appuyant sur ces deux documents, nous croyons pouvoir dire que nous avons dégagé des vues d'ensemble et des formules capables d'établir avec netteté les pertes externes dans une machine alternative de proportions déterminées, répondant à des conditions de fonctionnement déterminées.

Les temps semblent ainsi révolus où un professeur célèbre par ses recherches sur la machine à vapeur pouvait dire, il y a de cela une quarantaine d'années à peine, sans trop d'exagération, qu'un tel sujet « était tout au plus bon pour servir de distraction à un professeur d'Université en vacance ».

Grâce à une habileté expérimentale et une persévérance peu communes, M. Planiol était parvenu dès 1924 à montrer avec des documents probants à l'appui, que si les pertes par frottement variaient d'un moteur à l'autre, elles obéissaient pourtant dans leur ensemble à des lois simples, que celles-ci soient exprimées en fonction du nombre de tours, la pression moyenne restant constante, ou bien en fonction de la pression moyenne le nombre de tours restant constant. Faute toutefois d'avoir pu dégager de ses résultats d'essais, des formules explicites en fonction des dimensions, M. Planiol semblait n'avoir abouti qu'à une œuvre sans grande portée, toute généralisation des conclusions semblant interdites.

Il y a longtemps que nous envisagions de reprendre cette étude, à la lumière des recherches effectuées dans notre laboratoire sur le frottement en régime hydrodynamique, puis sur le frottement en régime non hydrodynamique. A deux reprises différentes nous avons indiqué ce sujet, comme travail de fin d'année à des élèves sortant de la section des mécaniciens. L'un d'entre eux, M. Mosel, en suivant un raisonnement trop peu à l'abri de reproches il est vrai, avait réussi à établir une formule explicite des pertes observées par M. Planiol, pour le piston et les cercles de piston qui constituent les organes les plus importants parmi ceux qui sont soumis au frottement onctueux. Regardant cette étude comme un travail d'approche, nous avons abordé résolument la question et nous n'avons pas tardé à pouvoir établir sur des bases tout à fait satisfaisantes une formule explicite du coefficient de frottement en régime non hydrodynamique. Cette formule que vérifient remarquablement les essais étant établie, nous avons pu en

(2) Étude de M. BODART : R. U. M. nos 1<sup>er</sup> avril et 1<sup>er</sup> et 15 septembre 1929, n<sup>o</sup> novembre 1938.

(3) Étude de M. PLANIOL. Thèse soutenue en Sorbonne sur le Rendement organique du moteur à gaz (1922).

déduire très simplement la valeur du rendement organique qui peut s'exprimer en fonction du couple de frottement par la relation

$$\eta_o = \frac{N_i - N_f}{N_i} = \frac{C_i - C_f}{C_i} = 1 - \frac{C_f}{C_i} \quad (1)$$

$C_f/C_i$  représentant le rapport du couple de frottement au couple indiqué. Les lois de similitude découlent immédiatement des formules explicites. Avant d'entrer dans l'exposé même du sujet, nous rappellerons brièvement la méthode utilisée au Laboratoire de Construction des Machines, par M. Bodart, pour établir les lois de frottement en régime onctueux; ce document sans lequel nous n'aurions pas cru pouvoir aborder le sujet, mérite d'être souligné tout particulièrement pour montrer à la fois le caractère général des formules que nous proposons et leurs limites d'applicabilité. Nous exposerons ensuite sommairement les méthodes utilisées par M. Planiol, en confrontant ces résultats calculés avec tous les résultats établis par la voie expérimentale.

CHAPITRE I.

Etude des expériences effectuées en régime non hydrodynamique.

Le frottement onctueux est celui qui apparait entre deux surfaces parallèles lorsque l'épaisseur de la couche du lubrifiant qui les sépare, devient trop faible pour annuler les actions de surface.

Le coefficient de frottement, dans ce régime, n'obéit plus aux lois relativement simples établies sur une base mathématique, pour le régime hydrodynamique.

Il se fait même qu'en l'absence de toute théorie, l'ensemble des résultats observés apparait à première vue si complexe qu'il défie littéralement toute analyse.

1. — Exposé des expériences effectuées au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège.

Pour en faire une étude dans une gamme très étendue de pressions et de vitesses, le Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège, s'est servi d'un appareil à palettes mobiles (voir étude de M. Bodart) pressées sur un stator par l'action de pistons hydrauliques (fig.1). Rendus

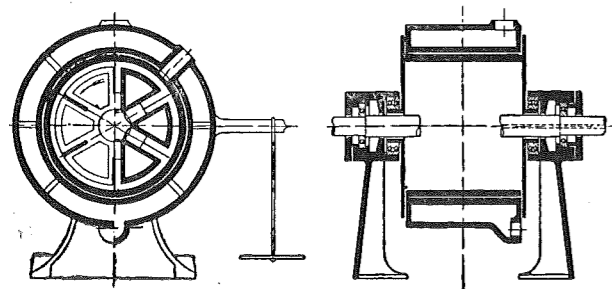


Fig. 1.

étanches par l'action d'une membrane formant au centre de l'appareil une sorte de sac fermé qui s'appuie, en se déformant librement, sur chacun d'eux, ces pistons sont mis en relation avec un cylindre extérieur à huile dans lequel la pression est réglée très exactement par un contrepois.

De cette manière, il est possible de faire varier la pression sur les palettes (ayant 2 mm d'épaisseur et 179 mm de longueur); et comme le rotor peut être entraîné à des vitesses angulaires croissantes, il est possible finalement de réaliser des vitesses tangentielles allant de 0,2 m/sec à 20 m/sec pour des pressions allant de 1 kg à 7 kg/cm<sup>2</sup>. Le couple de frot-

tement est mesuré par l'action d'un contrepois appliqué au stator rendu mobile autour de l'axe même du rotor, par la présence de deux roulements à billes centrés dans les flasques.

La température de l'huile couvrant le stator est maintenue constante par une circulation d'eau dans l'enveloppe entourant la chemise; cette chemise, dans les expériences effectuées était en fonte normale pour cylindre.

L'appareil ainsi conçu permet de mesurer avec une précision et une sensibilité satisfaisantes, le couple de frottement et partant, le coefficient de frottement, en fonction de V pour toute une gamme de pressions p, en faisant varier éventuellement la température de l'eau de circulation, c'est-à-dire en réalisant différentes valeurs du coefficient de viscosité  $\mu$ .

Une difficulté se présente toutefois en ce qui concerne la quantité d'huile à introduire dans l'appareil: trop faible, cette quantité ne permet pas une mise en régime satisfaisante; trop forte, elle peut amener les palettes à faire refluer devant elles un bourrelet d'huile qui inévitablement augmente la résistance au déplacement et fausse les valeurs réelles de f.

M. Bodart s'est efforcé de résoudre cette difficulté en limitant la quantité d'huile à ce qui est strictement nécessaire pour mettre l'appareil en régime et conduire à bien l'ensemble des observations dans le temps le plus court possible. Pour se rendre compte de la précision de la méthode, nous donnons deux diagrammes des valeurs de f en fonction de V, pour des palettes travaillant sans lubrifiant; il s'agit de métaux spéciaux, fer, bronze ou laiton, dans lesquels on a incorporé une forte proportion de graphite, et qui de ce fait sont plus, ou moins autolubrifiants.

Ces expériences ont pu être conduites jusqu'à 3 m/sec avec des pressions allant jusqu'à 3 kg/cm<sup>2</sup>.

Les diagrammes montrent la constance presque complète de f avec la pression, et la fixité de cette valeur dans le temps.

On peut noter, en outre, que tous les points observés ne s'écartent de la courbe moyenne que de  $\pm 5\%$ . La fig. 2 données à titre d'exemple, est relative aux essais effectués sur des palettes à base de laiton avec une vitesse tangentielle de 2,80 m/sec.

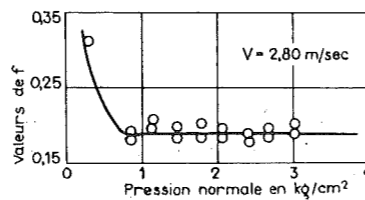


Fig. 2.

Si l'on compare ce diagramme à celui obtenu pour une vitesse tangentielle de 9,70 m/sec et les palettes en bronze lubrifiées (fig. 3), on se rend compte de l'instabilité du coefficient de frottement en régime onctueux, puisque, avec les mêmes soins d'observation et la même précision dans le fonctionnement de l'appareil, les points sont écartés de la valeur moyenne de  $\pm 15\%$  soit un écart en valeur absolue 2 fois plus élevé environ que pour les palettes autolubrifiées.

On conçoit combien il importe dans ces conditions de répéter un grand nombre de fois les expériences de façon à grouper un très grand nombre de points avant de tracer la courbe moyenne.

Tout ce qui a été déduit des essais avec palettes lubrifiées, a exigé le tracé, pour chacune des vitesses choisies, d'un diagramme analogue à celui de la fig. 3, la température au cours de tous ces essais ayant été maintenue invariable (42,5°); avec l'huile employée, la valeur du coefficient absolu de viscosité,  $\mu$  (dans le système d'unités kg-m-sec) pouvait être prise égale à 0,0060.

nulle, va d'abord diminuant pour grandir ensuite, le minimum se présentant pour une vitesse de l'ordre de 0,50 m/sec.

2°) Celui qui s'établit pour des vitesses supérieures à 1 m/sec et jusqu'à 5,50 m/sec.

Dans ce régime, le coefficient de frottement va croissant avec la vitesse, et, pour une même vitesse, va croissant à mesure que la pression diminue.

C'est cette région du diagramme qui nous intéresse particulièrement car les vitesses moyennes du piston dans les machines alternatives dépassent rarement 5,50 m/sec et les pertes provoquées par le piston et les cercles de piston, qui représentent dans un moteur à gaz à simple effet plus de la moitié des pertes totales, proviennent du frottement onctueux.

3°) Le régime qui s'établit au delà de 5,50 m/sec pour fixer les idées, est nettement différent puisqu'il tend à rendre le coefficient de frottement indépendant de p, uniquement fonction de V ainsi que de  $\mu$ , bien entendu, bien que l'influence de ce facteur n'ait pu être mise en évidence systématiquement par les expériences que nous décrivons ici.

4°) Enfin, quand ce régime prend fin pour une valeur de V qui paraît liée à p par la relation

$$\frac{V}{\sqrt{p}} = 0,066 \text{ en kg-m sec}$$

la loi du frottement se rapproche de la loi du frottement sec, la pression exerçant une influence prépondérante.

M. Bodart est parvenu, en utilisant les résultats des expériences de Bowden et Ridler sur la température des points de contact pendant le frottement de glissement, à donner une explication très ingénieuse et très satisfaisante de cette discontinuité.

Nous y reviendrons plus tard. Pour le moment en nous plaçant exclusivement au point de vue de la recherche du rendement organique dans les machines alternatives, il nous suffira d'étudier la zone comprise entre 0,50 et 5,50 m/sec pour être renseigné sur le frottement onctueux tel qu'il est réalisé dans le fonctionnement du piston et des cercles de piston.

Il est possible de traduire avec une approximation satisfaisante dans les limites de vitesse que nous venons d'indiquer, les résultats fournis par les expériences sur le frottement onctueux, en écrivant la formule

$$f = A + \frac{B}{p} + kV \quad (2)$$

avec  $A = 0,042$   $B = 0,045$  et  $k = 0,0078$ .

Grâce aux déductions que nous pourrions tirer des essais de M. Planiol sur le coefficient de frottement du piston et des cercles de piston dans un moteur à gaz, il nous paraît possible aujourd'hui de proposer, pour coordonner l'ensemble des résultats, une formule plus simple à deux termes qui rend moins fidèlement compte des résultats observés au Laboratoire de Construction des Machines, il est vrai, mais qui a l'avantage de mieux cadrer avec les valeurs déduites des expériences sur le moteur à gaz. Le désaccord relatif, plus particulièrement dans la région des faibles pressions, peut au surplus trouver une explication satisfaisante par suite du fait que le lubrifiant se maintient de façon un peu différente entre les organes frottants suivant qu'il s'agit de palettes entraînées dans un mouvement de rotation continu, ou de cercles de piston obéissant à un mouvement alternatif continu.

Sous le bénéfice de cette remarque, et en insistant sur le caractère statistique en quelque sorte de lois qui font intervenir un si grand nombre de facteurs, nous croyons pouvoir dire qu'il y a une concordance plus que satisfaisante entre les résultats fournis par la formule que nous allons établir et les résultats observés.

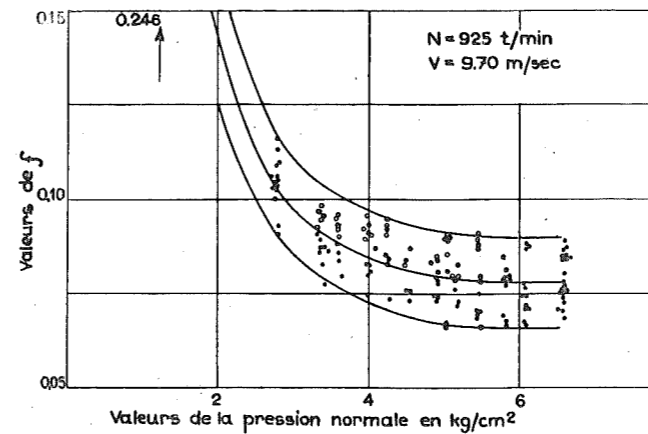


Fig. 3.

En utilisant les valeurs moyennes, M. Bodart a pu grouper, en un diagramme unique, en fonction de V, les valeurs de f, pour les différentes pressions suivantes en kg/cm<sup>2</sup> (fig. 4)

1, 1,25, 1,66, 2,00, 2,5, 3,33, 4, 5, 6 et 7

Toutes les pressions dont il est question ici, tiennent compte, il va sans dire, non seulement de l'action des pistons sur les palettes mais aussi de l'action de la force centrifuge qu'il était d'ailleurs facile à déterminer avec précision.

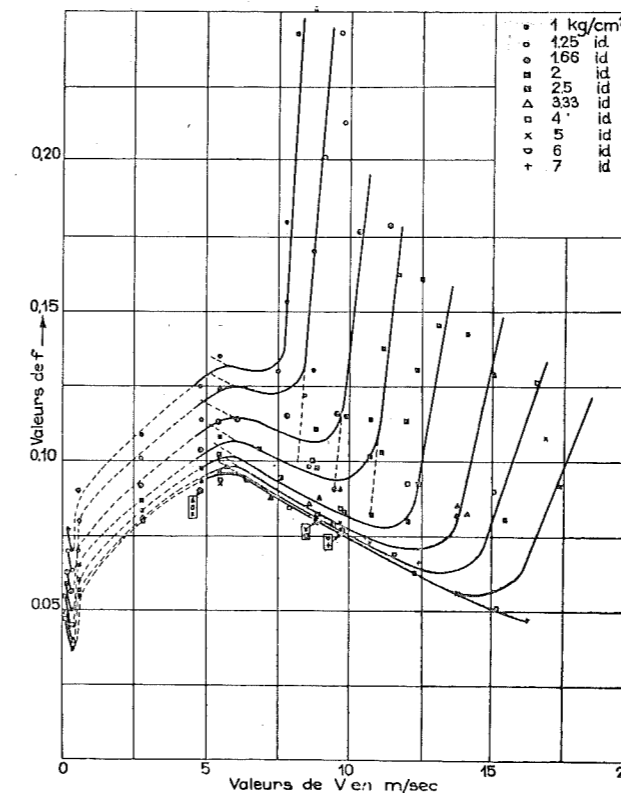


Fig. 4.

On peut se rendre compte à l'examen de ces diagrammes de f, de la complexité du phénomène et de la difficulté d'en faire une analyse.

On distingue, en effet, quatre régimes distincts :

1°) Celui qui s'établit pour les très faibles vitesses jusqu'à 0,50 m/sec pour fixer les idées.

Dans ce régime, le coefficient de frottement part d'une valeur qui dépend de  $\mu$ , et qui est maximum pour la vitesse

C'est cette formule à deux termes que nous utiliserons par la suite pour calculer les pertes dues au piston et aux cercles de piston dans les machines alternatives, et nous trouverons dans la concordance des résultats calculés et observés, une preuve de la valeur indiscutable des considérations que nous allons émettre.

2. — Etablissement d'une formule donnant le coefficient de frottement  $f$  un régime non hydrodynamique.

Désignons par  $F$  la force de frottement qui se développe entre deux surfaces parallèles, par  $P$  la charge, par  $L$  la longueur des palettes, par  $l$  l'épaisseur de celles-ci.

D'après la loi de Newton

$$F = \mu (L \times l) \frac{dw}{dn}$$

et comme le gradient de vitesse est constant, lorsque les surfaces sont parallèles,

$$F = \mu (L \times l) \frac{V}{a}$$

$a$  désignant l'épaisseur de la couche d'huile et  $V$  la vitesse de translation tangentielle de l'une des surfaces par rapport à l'autre.

Le coefficient de frottement  $f$  ressort donc par définition, de la formule

$$f = \frac{F}{P} = \frac{l}{a} \frac{\mu V}{P/L} \quad (3)$$

Théoriquement, le coefficient de frottement serait proportionnel à  $V$ , inversement proportionnel à  $P/L$ .

Pratiquement, le coefficient de frottement en régime non hydrodynamique, d'après ce que nous venons d'observer, comprendrait en outre un terme proportionnel à la viscosité  $\mu$ , indépendant de la pression et de la vitesse, mais qui serait dépendant de l'état des surfaces.

De là, la relation que nous utiliserons dans tout ce qui va suivre

$$f = A \mu + \frac{l}{a} \frac{\mu V}{P} \quad (4)$$

puisque

$$p = \frac{P}{L \times l}$$

Sous cette forme, on voit que le coefficient angulaire de la droite représentant  $f$  en fonction de  $V$ , dépend pour une pression donnée de l'épaisseur  $a$  de la couche d'huile.

Nous pouvons admettre, d'après ce que nous avons déduit des expériences de M. Planiol, que pour les faibles valeurs de la pression  $p$  de 0,1 à 0,4 kg/cm<sup>2</sup> pour fixer les idées,  $a$  varie peu avec la pression  $p$ . D'autre part, pour les pressions  $p$  de 5 à 10 kg/cm<sup>2</sup>,  $ap$  reste presque constant si l'on s'en rapporte aux expériences de M. Bodart.

Nous pouvons traduire ces deux constatations en posant que  $ap$  est une fonction de la forme

$$ap = \frac{mp}{p+n} \times 10^{-5} \quad (5)$$

qui conduit à

$$ap = c^{te} \text{ pour } p = \infty$$

$$a = c^{te} \text{ pour } p = 0$$

$p$  étant exprimé ici en kg/cm<sup>2</sup> et  $a$  en mètre.

Les coefficients  $m$  et  $n$  qui conduisent aux meilleures coïncidences sont les suivantes :

$$m = 16 \quad n = 5,2$$

Ces valeurs conduisent :

pour $p = 0,4$	$ap = 1,15 \times 10^{-5}$	$a = 2,88 \times 10^{-5}$
pour $p = 1,0$	$ap = 2,58 \times 10^{-5}$	$a = 2,58 \times 10^{-5}$
pour $p = 2,0$	$ap = 4,45 \times 10^{-5}$	$a = 2,22 \times 10^{-5}$
pour $p = 5,0$	$ap = 7,85 \times 10^{-5}$	$a = 1,57 \times 10^{-5}$

On voit que les épaisseurs apparaissent comme étant de l'ordre de 3 à 1,5 centièmes de millimètres.

Pour ne faire usage par la suite que des unités kg-m-sec, nous écrivons la formule (5) de la façon suivante :

$$ap = \frac{0,1 m p}{p + 10^4 n} \quad (6)$$

D'où la valeur de  $f$

$$f = A \mu + \left(1 + \frac{10^4 n}{p}\right) \frac{l}{0,1 m} \mu V \quad (7)$$

Ainsi, pour  $\mu = 0,006$  qui correspond à la viscosité de l'huile utilisée par M. Bodart à 42,5° et pour  $V = 5$  m/sec, lorsqu'on adopte pour  $A$  la valeur 9, on trouve pour  $f$

$f = 0,054 + 0,244 = 0,298$	pour $p = 0,4$ kg/cm <sup>2</sup>
$f = 0,054 + 0,098 = 0,152$	pour $p = 1,0$ kg/cm <sup>2</sup>
$f = 0,054 + 0,066 = 0,120$	pour $p = 2,0$ kg/cm <sup>2</sup>
$f = 0,054 + 0,038 = 0,092$	pour $p = 5,0$ kg/cm <sup>2</sup>

Nous avons tracé, fig. 5, le diagramme de  $f$  ainsi calculé et indiqué les points expérimentaux trouvés pour les pressions

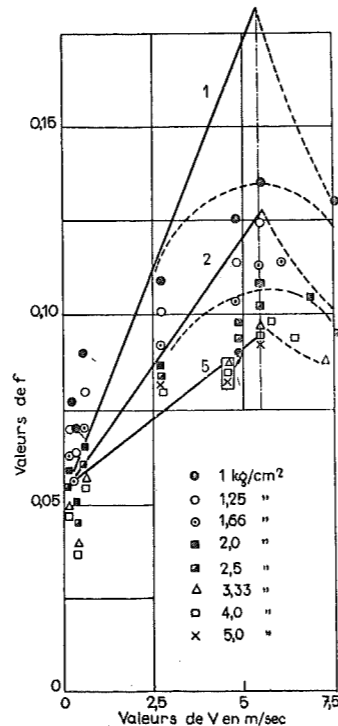


Fig. 5.

de 1, 2 et 5 kg/cm<sup>2</sup> tels qu'ils ressortent du diagramme donnant les résultats expérimentaux de M. Bodart, reproduits fig. 4.

On peut se rendre compte de l'allure un peu schématique des courbes théoriques ainsi obtenues en fonction de  $V$ .

Les résultats de M. Bodart s'accordaient mieux d'une formule à trois termes dont un dépendant exclusivement de  $p$  et l'autre dépendant exclusivement de  $V$ ; mais les résultats observés par M. Planiol pour le piston et les cercles de piston ne sauraient s'interpréter pleinement sans avoir recours à la formule (7). Faut-il en déduire que dans les expériences de Bodart l'épaisseur de la couche d'huile aurait tendance à rester indépendante de  $p$ , contrairement à ce qu'implique la formule (5); nous ne le pensons pas. De tels phénomènes mettent en jeu un si grand nombre de facteurs, comme nous l'avons déjà fait ressortir, état de surface, viscosité de l'huile et jusqu'à un certain point, quantité d'huile, qu'il ne peut être question de demander une superposition des points observés avec les courbes calculées; si cette superposition était obtenue de façon parfaite, on pourrait dire que les coïncidences ainsi réalisées seraient fortuites et presque invraisemblables.

En fait, l'ensemble des concordances que nous aurons l'occasion de faire ressortir par l'analyse des essais de M. Planiol nous conduira à donner à la formule (7) une portée générale que nous n'aurions pu espérer à l'origine de cette étude.

Tout le phénomène du graissage du piston et des cercles de piston tel qu'il se réalise dans les machines alternatives, ne mettant en jeu que des vitesses inférieures à 5,50 m par seconde, nous n'aurons donc pas à nous intéresser à la 3<sup>e</sup> et à la 4<sup>e</sup> phases du diagramme de Bodart.

Mais nous y reviendrons dans une autre circonstance pour en donner une explication satisfaisante.

En nous plaçant au seul point de vue de l'étude du rendement organique des machines alternatives, nous aborderons, immédiatement après cet exposé, l'étude systématique des essais de M. Planiol.

CHAPITRE II.

Analyse des expériences effectuées au Laboratoire de Mécanique appliquée de la Sorbonne.

L'étude faite par M. Planiol consiste à rechercher expérimentalement et par plusieurs méthodes, les pertes par frottement dans les différents organes d'un moteur à gaz à simple effet.

L'une des méthodes, celle dite « cinétique », consiste à lancer le moteur à vide et à tracer la courbe de ralentissement. De celle-ci on peut déduire par le tracé des tangentes, le couple provenant des résistances passives aux différentes vitesses.

Les résultats fournis par cette méthode ont été contrôlés par la méthode électrique qui consiste à évaluer le couple résistant, par la mesure directe de la puissance au moyen d'un moteur électrique entraînant le moteur à gaz à vide, avec ou sans compression.

L'auteur s'est ensuite efforcé en poussant à la limite les précautions dans la mesure du travail à l'indicateur, de déterminer le couple dû aux frottements absorbés par le moteur en fonctionnement normal, en faisant la différence entre la puissance produite au cylindre et la puissance absorbée sur l'arbre de la machine.

§ 1. — Essais à vide par entraînement.

Dans les essais cinétiques et ceux effectués par la méthode électrique, les organes ont été groupés de la manière suivante :

- a. — L'arbre est muni du volant avec ses trois paliers;
- b. — Les mêmes organes avec, en plus, l'arbre de la distribution, l'engrenage de commande ainsi que les cames et les tiges de soupapes.
- c. — En plus, le piston sans les cercles d'étanchéité mais avec la bielle, ce qui introduit outre le frottement du piston, celui de la tête de bielle et du pied de bielle.
- d. — Pour terminer les essais, tous les organes précédents avec en plus les cercles de piston dont l'auteur avait mesuré

expérimentalement la pression élastique sur le cylindre (0,4 kg/cm<sup>2</sup>).

Dans tous ces essais, la température de l'enveloppe a été maintenue égale à 65° et la viscosité de l'huile à cette température peut être prise égale à 0,0032, ainsi que le montre la courbe de viscosité  $C$  du diagramme de viscosité des huiles employées au cours de l'ensemble des essais, fig. 6.

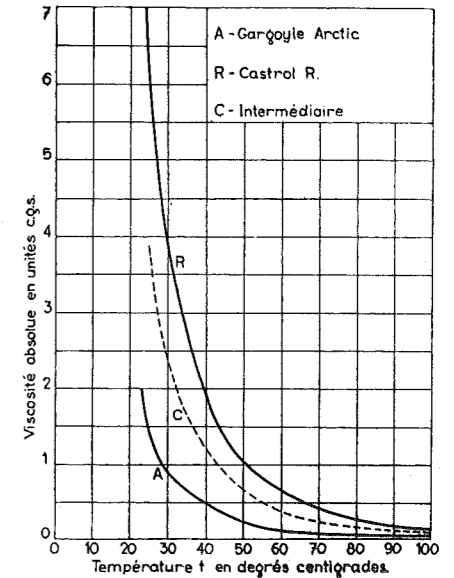


Fig. 6.

Les résultats obtenus par les deux méthodes qui donnent le couple opposé par la résistance de frottement, sont indiqués dans le diagramme de la fig. 7, les points noirs se rapportent à la méthode cinétique, les points blancs à ceux obtenus par la méthode électrique.

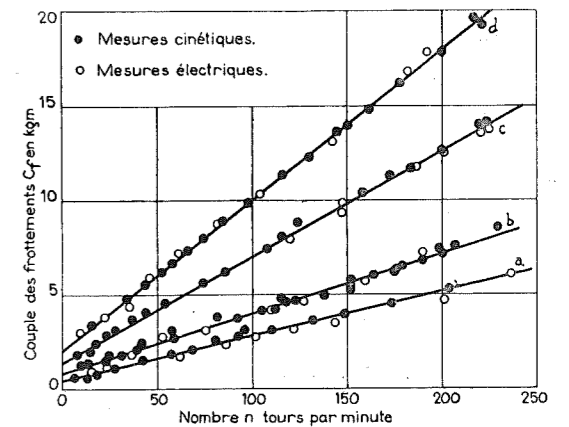


Fig. 7.

Ces résultats peuvent être traduits par les formules suivantes :

$$C_a = 0,50 + 0,023 n$$

$$C_b = 0,85 + 0,032 n$$

$$C_c = 1,30 + 0,056 n$$

$$C_d = 2,15 + 0,079 n$$

$n$  désignant ici le nombre de tours par minute.

De ces chiffres nous pourrions déduire par décompte des deux premiers couples représentés par  $C_b$ , la valeur du couple absorbé par le piston seul, puis par les cercles de piston.

Il est vrai qu'en procédant par différence, on néglige les pertes propres à la bielle et au pied de bielle, mais les calculs ultérieurs montrent que celles-ci sont à peu près négligeables vis-à-vis de celles dues au piston.

Par différence entre  $C_d$  et  $C_e$  nous obtiendrons strictement ce qui revient aux cercles de piston, soit

$$C_f = 0,85 + 0,023 n \quad (8)$$

Entre  $C_f$  et le coefficient  $f$ , nous pouvons établir la relation

$$2 \pi C_f = (F \times f) 2 C$$

en désignant par  $C$  la course de la machine et par  $F$  la force appliquée par les cercles au cylindre.

Désignons par  $p$  la pression de ces cercles, par  $l$  la largeur totale des 6 cercles, par  $D$  le diamètre du piston; nous aurons à écrire

$$f = \frac{\pi C_f}{C \times \pi D l p} = \frac{C_f}{C D l p} \quad (9)$$

Le diamètre est ici égal à 0,290 m, la course à 0,430 m, la valeur de  $l$  égale à 0,090.

La pression  $p$  est de 0,4 kg/cm<sup>2</sup>.

$$f = C_f/45 = 0,0190 + 0,00051 n$$

ou en fonction de  $V$ , vitesse moyenne du piston

$$f = 0,0190 + 0,0356 V. \quad (10)$$

Comparons ces résultats à celui qui serait fourni par la formule (7) dans laquelle  $\mu$  serait pris égal à la viscosité réalisée ici, c'est-à-dire  $\mu = 0,0032$ .

Cela conduit à

$$A = 6,0 \quad n = 5.$$

Nous avons trouvé pour les palettes

$$A = 9,0 \quad n = 5,2$$

Pour apprécier ces différences, il faut tenir compte de ce que  $A$  et peut être  $n$  dépendent de l'état de rodage des surfaces.

Avant de conclure, il convient de poursuivre l'étude des pertes propres au piston. La formule qui donne le couple absorbé par le piston est la suivante d'après ce que nous avons dit plus haut :

$$C_f = 0,45 + 0,024 n \quad (11)$$

ce qui revient à la valeur de  $f$

$$f = \frac{C_f}{C D L k p} = \frac{C_f}{15,5} = 0,029 + 0,00155 n \quad (12)$$

$L$  désignant la longueur du piston (0,500 m),  $k$  un coefficient qui tient compte de ce que une partie seulement de ce piston supporte la réaction du poids. En adoptant  $k = 0,22$  on suppose que l'angle actif du piston est de 80°.

Le poids du piston étant de 97 kg

$$p = \frac{97}{\pi \times 0,5 \times 0,29 \times 0,22} = 10^4 \times 0,1 \quad (13)$$

En remplaçant  $n$  par  $70 V$ , la formule ci-dessus peut s'écrire

$$f = 0,029 + 0,109 V \quad (14)$$

ce qui conduit, en utilisant la formule (7) avec  $\mu = 0,0032$ , à prendre

$$A = 9,0 \quad n = 5,0$$

Ainsi d'après cette première analyse la formule (7) dans laquelle on introduit

$$0,1 m = 1,6 \quad n = 5,0$$

convient à la fois pour exprimer la valeur de  $f$  pour le piston et pour les palettes de l'appareil d'essai.

Pour les cercles de piston, la valeur de  $A$  serait plus faible, tandis que  $n$  devrait être pris plus élevé.

Avant de conclure, nous allons poursuivre plus avant les calculs, en nous aidant des valeurs obtenues expérimentalement dans d'autres conditions de fonctionnement.

§ 2. — Essais effectués avec les organes de distribution en place.

M. Planiol a procédé à une autre série d'expériences en utilisant toujours les deux méthodes, mais en faisant intervenir la compression, c'est-à-dire en opérant avec des pressions moyennes plus grandes.

Maintenant toujours l'enveloppe à la température de 65°, M. Planiol a opéré :

a. — Avec les organes de distribution réglés pour la pleine ouverture;

c. — Avec les organes de distribution réglés pour la marche à vide;

b. — Avec le moteur fonctionnant à vide, la puissance étant mesurée à l'indicateur.

Les pressions moyennes ainsi réalisées, compte tenu des effets d'inertie, ont été respectivement

$$p_a = 1,49 \text{ kg/cm}^2 \quad p_b = 0,96 \text{ kg/cm}^2 \quad p_c = 0,66 \text{ kg/cm}^2$$

Les couples relevés exprimés en fonction de la vitesse de rotation, sont traduits au diagramme fig. 8, et l'on peut en calculer pour les formules suivantes :

$$\begin{aligned} C'_a &= 7,1 + 0,080 n \\ C'_b &= 6,1 + 0,072 n \\ C'_c &= 4,5 + 0,072 n \end{aligned}$$

De ces chiffres on peut décompter les pertes qui proviennent des organes à mouvements continus et des organes de distribution, et qui sont évalués par la relation

$$C = 0,085 + 0,032 n$$

La différence se rapportera, dans ces conditions, à ce qui est absorbé par l'ensemble du piston et des cercles du piston.

$$C'_a = 6,25 + 0,048 n \quad (15)$$

$$C'_b = 5,25 + 0,040 n \quad (16)$$

$$C'_c = 3,65 + 0,040 n \quad (17)$$

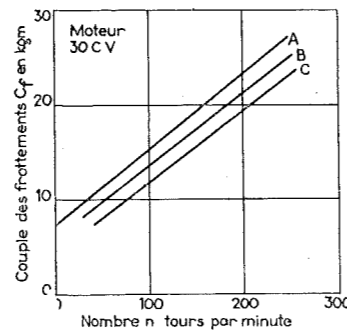


Fig. 8.

Nous pouvons transformer ces relations pour les exprimer en fonction de  $V$

$$C'_a = 6,25 + 3,35 V$$

$$C'_b = 5,25 + 2,80 V$$

$$C'_c = 3,65 + 2,80 V$$

Pour comparer les résultats expérimentaux, aux résultats déduits des formules précédentes, force nous est d'évaluer le couple total

$$C_t = C D l p f + C D L k p f \quad (18)$$

Les valeurs à introduire dans la formule, sont les suivantes :  $D = 0,290$   $C = 0,430$   $L = 0,500$   $l = 0,09$   $k = 0,22$

ce qui fait que

$$l \text{ est très approximativement égal à } L k = 0,1$$

et que l'on peut grouper les deux termes

$$C D l \text{ et } C D L k$$

en adoptant pour valeur commune 0,0125.

Les valeurs des couples observés, déduction faite des couples absorbés par les organes du mouvement continu de la distribution, sont les suivantes :

$$\text{1er cas} \quad C_f = 9,60 + 3,90 p \quad (21)$$

$$\text{2me cas} \quad C_f = 3,90 + 3,30 p \quad (22)$$

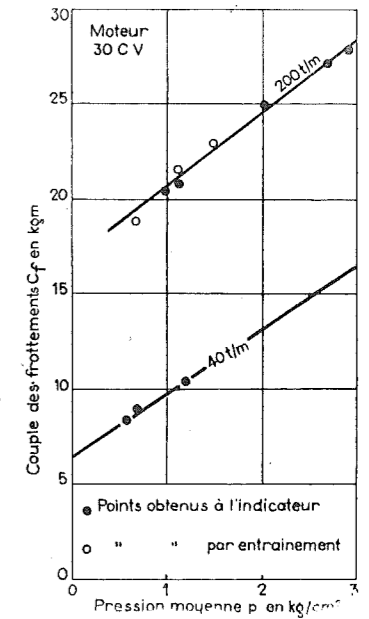


Fig. 9.

Nous pouvons tout d'abord déterminer la valeur de  $A$  en faisant coïncider les valeurs du couple observé avec le couple calculé pour  $p = 0$ . Si nous prenons  $\mu = 0,0032$ , nous trouvons respectivement

$$\text{1er cas} \quad A = 11,6$$

$$\text{2me cas} \quad A = 12,1$$

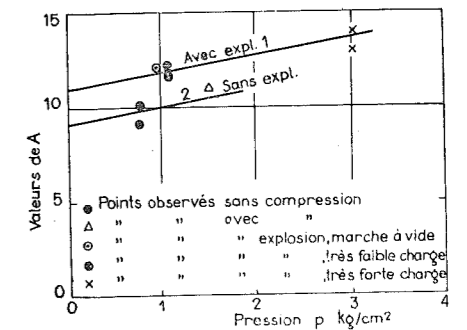


Fig. 10.

§ 4. — Etude des expériences effectuées avec des températures et des huiles différentes.

M. Planiol a entrepris en outre des expériences en utilisant deux huiles présentant des courbes de viscosité très différentes; ces courbes de viscosité sont tracées dans les diagrammes de la fig. 6,  $\mu$  étant exprimé en unités CGS. Nous rappellerons en passant que, pour obtenir les valeurs de  $\mu$  dans le système kg m-sec, que nous utilisons dans nos calculs, il suffit de diviser les nombres portés en ordonnées, par 98,1.

Toutes les expériences dont nous avons rendu compte jusqu'à présent, ont été effectuées avec l'huile C. C'est ainsi que les courbes indiquées fig. 7 donnent par différence, les valeurs du couple  $C_f$  absorbé par l'ensemble du piston et des cercles de piston en fonction du nombre de tours pour une température constante de l'eau de circulation égale à 65° et un graissage effectué au moyen de l'huile C.

Pour le calcul de la pression sur les cercles nous avons à tenir compte de ce que cette pression peut être prise égale à la pression initiale élastique que nous représenterons par  $p'_i$  (en l'occurrence 0,4 kg/cm<sup>2</sup>) augmentée d'une fraction  $\alpha p$  de la pression moyenne  $p$ ,  $\alpha$  tenant compte de ce que la pression qui règne en moyenne, derrière l'ensemble des cercles, n'est qu'une fraction de la pression moyenne. Des calculs préalables nous ont conduit à évaluer  $\alpha$  à

$$\alpha = 0,5$$

Pour la pression sur la face portante du piston il faut tenir compte du poids propre, qui conduit ici à une pression  $p''_i = 0,1$  kg/cm<sup>2</sup>, et de l'effort résultant de l'action de la pression sur la face motrice du piston.

Cet effort peut s'évaluer au 1/5 de l'effort total; en le divisant par la surface portante  $k \pi D L$ , nous aurons la pression spécifique; on trouve ainsi

$$\frac{1}{5} \frac{\pi D^2}{4} p \frac{1}{\pi D L k} = 0,13 p \quad (19)$$

Dans ces conditions, le couple  $C_t$  peut s'évaluer par la formule explicite

$$C_t = 0,0125 \left\{ \begin{aligned} &A \mu [(p'_i + p''_i) + (0,5 + 0,13) p] \\ &+ \mu V [(p'_i + p''_i) + (0,5 + 0,13) p] \frac{1}{0,1 m} \\ &+ 2 \mu V \left[ \frac{10^4 n}{0,1 m} \right] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Examinons tout d'abord les valeurs de  $C_t$  pour  $V = 0$ ; nous pourrions en déduire les valeurs de  $A$  à la condition de nous donner une valeur de  $\mu$ , celle qui correspond à 65°, c'est-à-dire  $\mu = 0,0032$ . Nous trouvons ainsi :

$$\text{Cas a} \quad A = 10,9$$

$$\text{Cas b} \quad A = 11,9$$

$$\text{Cas c} \quad A = 9,9$$

On voit que la valeur de  $A$  est influencée légèrement par l'état de la paroi : lorsque la compression existe et à fortiori dans le cas b, lorsque les explosions ont lieu, les surfaces sont, à l'extrémité de la course, plus chaudes que ne l'implique la température de l'enveloppe, et la résistance croît, alors que l'on devrait constater par suite de la diminution concomitante de  $\mu$ , une décroissance de  $C_t$ .

Nous aurons l'occasion de montrer, dans le paragraphe suivant, que l'explication que nous donnons ici d'un accroissement de la résistance, lorsque la température de la paroi dépasse une certaine valeur, est fondée sur les résultats des expériences effectuées sur le moteur lui-même à des températures de circulation de plus en plus élevées. Ceci dit, si on veut faire coïncider les coefficients angulaires des courbes expérimentales, il faut prendre  $n$  égal à

$$\text{Cas a} \quad n = 5,98$$

$$\text{Cas b} \quad n = 5,05$$

$$\text{Cas c} \quad n = 5,64$$

La valeur moyenne de  $n$  ressort donc à 5,4. En tenant compte des valeurs antérieurement trouvées, nous pourrions adopter pour tous les calculs qui vont suivre, la valeur moyenne

$$n = 5,2.$$

§ 3. — Essais en charge.

Des expériences ont été effectuées à différentes charges pour deux nombres de tours par minute :

$$200 \quad \text{et} \quad 40$$



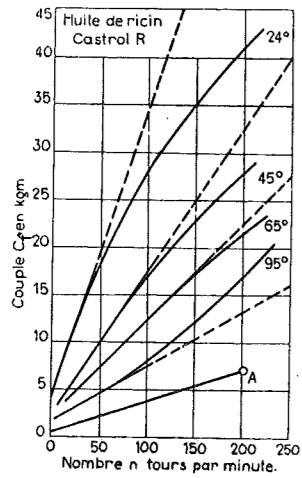


Fig. 11.

Avec les conditions d'essai réalisées, il apparaît que la loi de variation de  $C_f$  en fonction du nombre de tours est strictement linéaire. Si l'on opère avec une huile R beaucoup moins fluide, on s'aperçoit qu'il n'en est plus strictement ainsi. La fig. 11 fournit, en effet, les courbes expérimentales obtenues par les mêmes méthodes expérimentales pour l'ensemble des organes : piston, cercles de piston et articulation du mouvement alternatif et continu, lorsqu'on emploie l'huile R et différentes températures de l'eau de circulation maintenues strictement constantes pendant la durée de l'essai. La fig. 12 fournit les mêmes résultats pour l'huile du type A.

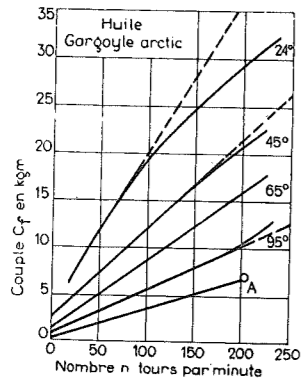


Fig. 12.

Comme tous les organes autres que le piston et les cercles de piston ont toujours été lubrifiés avec la même huile et maintenus autant que possible à la même température ambiante, on peut dire qu'en soustrayant des valeurs observées celles correspondant à ces organes, on obtiendra les valeurs de  $C_f$  propres au piston et aux cercles de piston et, cela, pour différentes températures et deux qualités d'huile très différentes. Nous avons reproduit, sur les fig. 11 et 12, la droite A qui donne les valeurs  $C_f$  propres aux articulations du mouvement continu et de la distribution, qui n'est autre du reste que la droite b de la fig. 7.

En mesurant les portions d'ordonnées comprises entre les courbes observées et la droite A, pour l'abscisse correspondant à 200 tours/min par exemple, nous obtiendrons des valeurs proportionnelles aux quantités de chaleur produites dans l'unité de temps par le frottement du piston et des cercles de piston à 200 tours/min, c'est-à-dire les quantités de chaleur qui doivent être dissipées par le passage à travers la paroi de l'enveloppe et le passage à travers la paroi du piston, dans l'unité de temps.

Ce passage ne peut se faire qu'à la faveur d'une différence de température entre la pellicule d'huile et la température de

l'eau de l'enveloppe, d'une part, entre la pellicule d'huile et la température de l'air régnant à l'intérieur du piston, d'autre part.

Désignons par  $t_x$  la température de cette pellicule d'huile, par  $t_e$  la température de l'eau de circulation, par  $t_s$  la température de l'air à l'intérieur du piston, par  $t_a$  la température de l'air ambiant. La quantité de chaleur dissipée peut s'écrire :

$$Q = K (t_x - t_e) + K' (t_x - t_s) \quad (23)$$

La valeur de  $t_s$  dépend certainement de  $t_x$ ; disons que

$$t_s = t_a + k t_x \quad (24)$$

Il viendra

$$Q = K (t_x - t_e) + K' (t_x - t_a - k t_x) \quad (25)$$

ou

$$Q = K (t_x - t_e) + K' [(1 - k)t_x - t_a] \quad (26)$$

Comment connaître  $t_x$ , connaissant  $t_a$  et  $t_e$ ? Nous pouvons raisonner comme suit, en prenant à titre d'exemple l'expérience à 24° avec l'huile R. Si la température  $t_x$  qui, avec les vitesses de l'ordre de 30 ou 40 tours par minute, était exactement égale à celle de l'enveloppe s'était maintenue constante, la courbe observée aurait été une droite tangente à cette région de la courbe; cette tangente nous l'avons tracée également mais en trait pointillé. Si, à la vitesse de 200 tours/min, le couple  $C_f$  au lieu d'être égal à 55,5 kgm, valeur mesurée de A à la droite, n'est que de 32,5 kgm, cela tient à ce que la viscosité de l'huile, au lieu d'être égale à 0,070 qui correspond à 24°, n'est que

$$0,0700 \times \frac{32,5}{55,5} = 0,041$$

qui correspond à la température de la couche d'huile  $t_x$ . De là, la possibilité, en utilisant la courbe de viscosité, de trouver la valeur de  $t_x$ .

Pour le cas de l'essai à 24°, huile R, à 200 tours/min, la valeur de  $t_x$  calculée ainsi, s'établit très approximativement à  $t_x = 30°$

Nous avons pu répéter, pour toutes les expériences effectuées, la même évaluation et nous avons obtenu ainsi les écarts de température ( $t_x - t_e$ ) à la fois pour l'huile R et pour l'huile A et cela pour les trois séries d'expériences effectuées respectivement à

24° 45° 65°

Ces écarts, nous les avons portés en ordonnée, dans le diagramme de la fig. 13, faisant figurer en abscisse les valeurs de  $C_f$  proportionnelles aux quantités de chaleur dissipées.

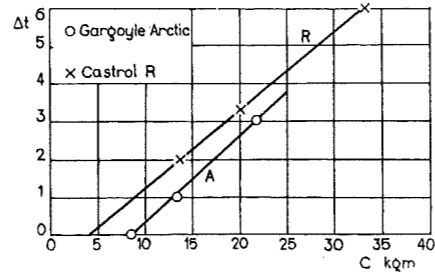


Fig. 13.

A vrai dire, pour obtenir le coefficient K proportionnel à la conductibilité à travers l'enveloppe, nous devrions déduire de  $C_f$  le terme de la chaleur dissipée par la paroi des pistons.

Il est inutile de dire que les éléments manquent pour faire une discrimination exacte de la part de chaleur qui est dissipée par l'enveloppe, d'une part, et par le piston, d'autre part. Si nous acceptons toutefois une valeur de  $k$  dans la relation ci-dessus comme  $k = 1/5$  qui permettrait de dire que

Ces considérations montrent que, non seulement, il faut regarder comme absolument rigoureuse la loi linéaire de variation de  $f$  avec la vitesse  $V$ , du moment où l'on introduit pour le calcul de  $\mu$  la vraie valeur de la température de la couche d'huile, mais encore qu'il est possible de déterminer cette température en appliquant les lois de la transmission de la chaleur, connaissant la température de circulation  $t_e$  et la température ambiante  $t_a$ .

Les équations ci-dessus peuvent suffire : il faudrait toutefois les généraliser en tenant compte, pour passer d'un moteur à un autre, des surfaces de piston qui entrent en jeu.

Nous voudrions pour terminer ce paragraphe, faire deux remarques :

1) La température de 65°, choisie par l'auteur pour ses expériences principales, est celle qui réduit au minimum avec l'huile C employée (intermédiaire entre les huiles A et R au point de vue de la viscosité) les échanges avec l'enveloppe, c'est-à-dire qui n'entraîne qu'une variation de l'ordre de 1° de la couche d'huile pour les différentes expériences conduites à température constante;

2) Pour des températures de circulation au dessus de 65°, de 95° en tous cas, un accroissement de frottement notable intervient par rapport à la valeur déduite de la formule où l'on continue à prendre  $A = 12$  pour fixer les idées, et pour  $\mu$  la viscosité à la température de l'enveloppe.

Cette dernière remarque résulte de l'examen des diagrammes obtenus expérimentalement pour 95°; on voit, en effet, que les valeurs de  $C_f$  croissent plus vite que proportionnellement à partir d'une certaine vitesse. Il est facile de montrer que cet écart ne saurait être dû au fait que la température de la couche d'huile est plus faible cette fois que la température de l'eau de circulation, la conduction de la chaleur se faisant cette fois de l'enveloppe vers le piston, ainsi qu'il serait possible de le montrer avec les équations ci-dessus. Dans la région du diagramme des viscosités qui correspond à 95°, en effet, une variation même de 4 ou 5° n'entraîne qu'une variation très faible de  $\mu$ , insuffisante pour expliquer l'écart de la loi observée avec la loi linéaire.

Nous terminons ce paragraphe en faisant ressortir, par les diagrammes de la fig. 14, que le couple  $C_f$ , mesuré pour une vitesse de 50 tours/min par exemple, croit rapidement à mesure que la température diminue, l'allure de la courbe ainsi tracée devant, d'après ce que nous savons, être celle de la courbe de viscosité correspondante.

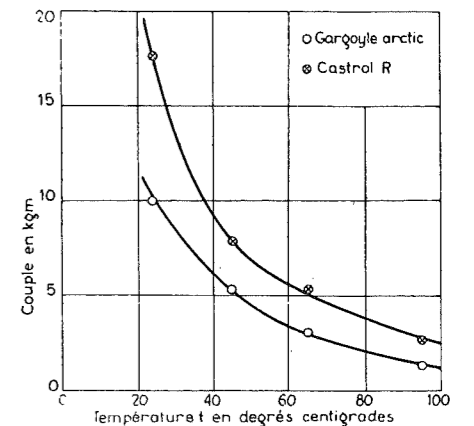


Fig. 14.

Cette allure très satisfaisante pour l'huile A l'est moins pour l'huile R, en partie parce que d'après ce qui vient d'être dit plus haut, le point correspondant à 95° est probablement trop haut et que, dans les basses températures, le moindre écart entre la température de la paroi et la température de l'enveloppe entraîne une différence considérable sur la valeur du couple  $C_f$ .

$$t_s = t_a + \frac{1}{5} t_x$$

c'est-à-dire

$$\text{pour } t_a = 20° \quad t_x = 60° \quad t_s = 32°$$

nous pourrions écrire

$$Q = K (t_x - t_e) + K' \left[ \frac{4}{5} t_x - t_a \right]$$

Pour déterminer  $K'$ , nous avons raisonné comme suit : avec l'huile A, pour 65°, la différence de température entre  $t_x$  et  $t_a$  est nulle; toute la quantité de chaleur produite est donc, dans ces conditions, évacuée par la paroi du piston : d'où la valeur de

$$K' = \frac{8,8 \times 176}{52 - 20} = \frac{8,8 \times 176}{32} = 49,2 \quad (1)$$

Pour l'huile B, le même raisonnement conduirait à

$$K' = \frac{4,0 \times 176}{52 - 20} = \frac{4,0 \times 176}{32} = 22,0$$

Cette constatation n'est pas dépourvue de sens physique car nous savons, par des expériences sur les paliers, que la viscosité intervient dans la loi des échanges. Poursuivons notre raisonnement; l'équation ci-dessus peut s'écrire :

$$Q = K \left[ \left( 1 + \frac{39,40}{K} \right) t_x - t_e \right] - 49,2 t_a \quad (27)$$

pour l'huile A

$$Q = K \left[ \left( 1 + \frac{17,60}{K} \right) t_x - t_e \right] - 22,0 t_a \quad (28)$$

pour l'huile R

En tenant compte de ce que K est d'ordre de 7 dans le premier cas, de l'ordre de 6 dans le second cas, nous pourrions déduire pour  $t_a = 20°$ .

$$\text{1er cas } K = \frac{Q + 986}{1,032 t_x - t_e}$$

$$\text{2me cas } K = \frac{Q + 440}{1,015 t_x - t_e}$$

Sur le diagramme de la fig. 13, nous pourrions relever les valeurs suivantes et en déduire les valeurs de

$$\text{1er cas } \left. \begin{array}{l} t_e = 65 \quad t_x = 65 \quad Q = 8,8 \times 176 \quad K = 1220 \\ t_e = 45 \quad t_x = 46 \quad Q = 13,5 \times 176 \quad K = 1350 \\ t_e = 24 \quad t_x = 27 \quad Q = 22,0 \times 176 \quad K = 1250 \end{array} \right\} 1270$$

$$\text{2me cas } \left. \begin{array}{l} t_e = 65 \quad t_x = 67 \quad Q = 13,6 \times 176 \quad K = 945 \\ t_e = 45 \quad t_x = 48,3 \quad Q = 20,0 \times 176 \quad K = 990 \\ t_e = 24 \quad t_x = 30 \quad Q = 33,0 \times 176 \quad K = 975 \end{array} \right\} 970$$

Ainsi, le coefficient K, proportionnel au coefficient de conductibilité, est plus faible pour l'huile la plus visqueuse, comme le coefficient de transmission du piston à l'air, nous venons de le voir, passe de 49,2 pour l'huile A à 22,0 pour l'huile R. Par parenthèse, ce dernier coefficient de transmission est 26 fois plus faible pour l'huile A et 44 fois plus faible pour l'huile B que le coefficient de conductibilité correspondant à la paroi de l'enveloppe.

$$(1) \text{ Pour passer de } C_f \text{ à } Q, \text{ il faut multiplier } C_f \text{ par } \frac{2 \pi N}{60} \times \frac{3600}{427} = 176.$$

Etude du rendement organique des machines alternatives.

Nous sommes en mesure, à présent, de rechercher par le calcul la variation du rendement organique avec la charge et avec la vitesse.

Nous avons vu, en effet, que les pertes par frottement pouvaient être divisées en deux groupes.

1) Celles qui se rapportent aux organes travaillant en régime non hydrodynamique, tel le piston, les cercles de piston, les bourrages et la crosse lorsqu'elle existe.

2) Celles qui se rapportent aux organes travaillant en régime hydrodynamique, c'est-à-dire tous les organes du mouvement circulaire continu.

Les pertes propres aux organes de la distribution pourraient être calculées en tenant compte des paliers supportant l'arbre de distribution et des articulations travaillant dans le régime non hydrodynamique. Faute de données suffisantes, nous utiliserons les résultats expérimentaux observés sur le moteur de 30 chevaux et nous les incorporerons dans les pertes du mouvement continu, en recherchant la part proportionnelle d'intervention de l'une et de l'autre dans l'ensemble.

Nous utiliserons, pour faire cette recherche du rendement organique, la méthode de M. Planiol, en évaluant le rapport

R = C\_f / C\_im (29)

C\_im représentant le couple moteur indiqué maximum calculable en fonction de p\_m pression moyenne maximum, pour un moteur à 4 temps, par la relation :

4 pi C\_im = (pi D^2 / 4) p\_m x C

D'où la valeur de C\_im

C\_im = (1 / 16) D^2 C p\_m (30)

Comme le couple C\_f à une charge quelconque, peut s'évaluer par la même formule en remplaçant p\_m par p\_i, nous pourrions écrire successivement

eta\_o = (C\_f - C\_i) / C\_i = 1 - C\_i / C\_f = 1 - (C\_i / C\_im) \* (C\_im / C\_f)

ou encore

eta\_o = 1 - R \* (p\_m / p\_i) (31)

On voit que la détermination de eta\_o est immédiate dès que l'on connaît R.

Cependant, il convient de remarquer que p\_i n'est pas égal à la pression moyenne p utilisée dans le calcul de C\_f. Cette dernière valeur doit, en effet, être calculée en tenant compte des effets d'inertie, et en regardant ceux-ci comme constamment positifs.

Il existe sans doute pour une vitesse donnée une relation entre p et p\_i, mais ce n'est pas une relation simple.

Nous reviendrons sur cette question un peu plus loin.

§ 1. — Pertes dans les organes soumis au régime non hydrodynamique.

Nous nous bornerons à traiter ici le cas du moteur à simple effet, mais il n'y aurait aucune difficulté à examiner le cas plus complexe de la machine à double effet.

Le couple C\_f est fourni par la formule (18) et le rapport R' qui correspond à ce terme, prend donc la valeur :

R' = (16 / p\_m) epsilon p f + (16 / p\_m) K' k p f (32)

en désignant par

epsilon = l/D K' = L/D

Pour f nous pouvons utiliser la formule (7) en observant que

p f = mu [A p + (p + 10^4 n) \* (1 / 0,1 m) V]

p désignant pour le piston

p'\_i + 0,13 p

pour les cercles de piston

p''\_i + 0,5 p

En disant que p s'exprimera dans ce qui va suivre en kg/cm^2, on peut mettre 10^4 en évidence et la relation devient, p\_m lui aussi étant exprimé en kg/cm^2.

R' = (16 mu / p\_m) { [(p'\_i + 0,13 p) K' k + (p''\_i + 0,5 p) epsilon] x A + (1 / 0,1 m) [(p'\_i + 0,13 p) K' k + (p''\_i + 0,5 p) epsilon] + (V / 0,1 m) n [K' k + epsilon] } (33)

On voit que R est proportionnel à mu et fonction de trois termes

- l'un dépendant de p et, par la constante A, de l'état de rodage des surfaces en présence;
- le deuxième proportionnel à p et à V vitesse moyenne du piston;
- le troisième proportionnel à V

si bien que, si l'on envisage un moteur fonctionnant à vitesse constante et à charge variable, R' devient proportionnel à p, et que, si l'on envisage le même moteur fonctionnant avec la même pression moyenne, mais avec une vitesse croissante, la valeur de R' reste proportionnelle à V ou à N, le nombre de tours par seconde.

Il y a lieu de faire remarquer que, dans la valeur de R', il n'entre que des rapports de dimensions et non les dimensions elles-mêmes, si bien que l'on peut dire que pour tous les moteurs géométriquement semblables, fonctionnant avec la même vitesse moyenne de piston, la même huile à la même température, le rendement organique est donné par une courbe unique, du moins pour ce qui dépend des organes en régime non hydrodynamique.

Cette proposition contient toutefois implicitement comme condition que l'état des rodages des surfaces soit le même, car A dépend de cet état.

§ 2. — Pertes dans les organes en régime hydrodynamique.

Les paliers du mouvement principal, la tête de bielle, font partie de ces organes.

Or, si l'on désigne par r le rayon de l'arbre, par l la portée, par p' la pression spécifique

C\_f = 2 r l p' f r

et pour l'ensemble

R'' = sum 8 \* (lambda v^3 / K) \* (1 / p\_m) p' f (34)

en posant

lambda = l / (2 r) \* (2 r / D) = nu K = C / D

Pour la tête de bielle, on peut calculer p' en fonction de la pression moyenne sur le piston, puisque

(pi D^2 / 4) p = 2 r l p'

soit

p' = (pi / 4) \* (l / v^2) \* (1 / lambda) p

Lorsqu'il s'agit des paliers du coude et du contrepalier, il n'y a pas de relation directe entre p' et p, si bien que nous laisserons subsister p' dans les formules et que nous ne pourrions calculer la valeur de R'' qu'en faisant intervenir la pression calculée pour chaque palier, cette pression étant pratiquement indépendante de la charge.

Dans l'étude du palier porteur (1), nous avons indiqué la

valeur de f en fonction de (mu N / p)

f = 0,72 \* (a / r) + 16,3 \* ((mu N / p) \* (r / a) + 2,66 \* 10^-13 \* (r/a)^3)

si on ajoute aux deux termes de la formule 55b, la valeur du terme Delta f fourni par la formule (59).

Dans ces conditions

R'' = sum (8 lambda v^3 / K) \* (1 / p\_m) { [0,72 a/r + 2,66 \* 10^-13 \* (r/a)^3] p' + 16,3 mu N r/a } (35)

Appliquons cette relation aux trois paliers du mouvement principal pour lesquels les pressions et les dimensions sont connues et respectivement les suivantes :

Table with 3 columns: palier, p', nu, lambda. Row 1: A, 6 kg/cm^2, 0,35, lambda = 2 a/r + 1/1000. Row 2: B, 4,17, 0,41, lambda = 2 a/r + 1/1500. Row 3: C, 0,7, 0,44, lambda = 2 a/r + 1/1500.

La valeur de (8 lambda v^3 / K) peut être prise égale, pour les trois paliers, à 0,46.

La valeur du premier terme fonction de p' peut être prise égale, p' étant exprimé en kg/m^2 dans la formule (35)

0,72 (6,00 + 2,770 + 0,465) x 10 + 2,66 x (6,0 + 14,1 + 2,4)

soit (66,5 + 60) = 126.

Pour le terme fonction de mu N, le facteur doit être pris égal à

16,3 (1000 + 1500 + 1500) mu = 1300 avec mu = 0,02

De là

R'' = (0,46 / p\_m) [126,5 + 1300 N] (36)

N étant exprimé en tours/sec.

(1) Le graissage en régime hydrodynamique — Deuxième partie : Etude du palier porteur — Standards, n° 4-1941, pages 129 et 134.

En adoptant p\_m = 6 kg/cm^2 x 10^4

R'' = [10 + 100 N]. 10^-4

Or, pour cette valeur de p\_m, le couple C\_im = 135,7

Donc, C\_f calculé est égal à

C\_f = 0,136 + 1,36 N (37)

Si nous comparons cette valeur de C\_f à la valeur trouvée expérimentalement et fournie par les ordonnées de la courbe a fig. 7

C\_f = 0,40 + 1,38 N (38)

nous voyons que, seule, la constante est considérablement plus élevée; elle dépend de l'état de rodage des paliers et il pourrait se faire que le défaut d'alignement parfait des trois paliers crée des contraintes qui accroissent cette valeur de la constante. Nous serons donc amenés, pour tenir compte de ce fait expérimental, à multiplier par 3 la valeur théorique de la constante.

Si nous voulons tenir compte des pertes dans les organes de distribution, nous serons même amenés à multiplier cette constante par 2 x 3, car la valeur expérimentale trouvée pour ces derniers organes correspond à la relation suivante

C\_f = 0,45 + 0,54 N (39)

Comme il ne nous est pas possible, faute de données suffisantes, de calculer chacune des pertes séparées dues à la distribution, nous nous bornerons, dans ce qui va suivre, à doubler la valeur du terme corrigé de l'expression précédente et à multiplier par 1,4 le terme en N. Dans ces conditions la valeur de R'' peut se calculer par la relation suivante

R'' = (8 lambda v^3 / K) \* (1 / p\_m) { sum 6 p' [0,72 a/r + 2,66 \* 10^-13 \* (r/a)^3] + sum 16,3 x 1,4 mu N r/a } (40)

p' et p\_m étant exprimés ici en kg/m^2.

§ 3. — Rendement organique.

Nous sommes en mesure de calculer (R' + R'') et par la formule (30) de déterminer immédiatement le rendement organique pour la charge maximum ainsi que la courbe de rendement organique en fonction de la pression moyenne, ou en fonction du nombre de tours N par seconde, la pression moyenne étant constante.

Pour le moteur à gaz expérimenté de 30 chevaux, la valeur expérimentale de R' + R'' à la vitesse de 200 tours/min est égale à

R' + R'' = 0,125 + 0,0285 p (41)

Pour ce même moteur, lorsque la pression moyenne reste égale à 1,49 kg

R' + R'' = 0,052 + 0,0355 N (42)

Voyons ce que les formules que nous venons d'établir, fournissent dans les conditions précisés ci-dessus.

Nous adopterons A = (11 + p)

0,1 m = 1,6 n = 5,2

epsilon = 0,31 K' k = 0,38 mu = 0,0032

p'\_i = 0,1 p''\_i = 0,4 V = 0,860 N

les pressions étant exprimées en kg/cm^2.

Nous calculerons tout d'abord R' et R'' en fonction de p

$$R' = \frac{16 \mu}{p_m} \left\{ [0,162 + 0,204 p] [11 + p] + \frac{V}{1,6} [0,162 + 0,204 p] + \frac{V}{1,6} \times 5,2 [0,38 + 0,31] \right\} \quad (43)$$

$$R' = \frac{16 \mu}{p_m} [1,78 + 2,40 p + 0,204 p^2 + 0,110 p N + 1,99 N]$$

Avec N = 3,33 (200 tours/min)  $\mu = 0,0032$

$$R' = \frac{1}{p_m} [0,427 + 0,140 p + 0,0100 p^2] \quad (44)$$

Pour R'' nous obtiendrons, en appliquant la formule (40)

$$R'' = \frac{1}{p_m} [0,036 + 0,083 N]$$

avec  $p_m$  exprimé en kg/cm<sup>2</sup>.

D'où, pour N = 3,33

$$R' + R'' = \frac{1}{p_m} [0,738 + 0,140 p + 0,0104 p^2] = 0,123 + 0,0234 p + 0,00173 p^2 \quad (46)$$

( $p_m = 6 \text{ kg/cm}^2$ ).

La superposition des courbes calculées et expérimentales est pratiquement parfaite : pour  $p = 3 \text{ kg}$ , on trouve en particulier

$$\begin{aligned} \text{calculé } R' + R'' &= 0,123 + 0,0700 + 0,0155 = 0,2085 \\ \text{observé } R' + R'' &= 0,125 + 0,0855 = 0,2105 \end{aligned}$$

Pour R' + R'' en fonction de N pour  $p = 1,49$  il nous faudra remplacer A par

$$A = 9 + p = 10,5$$

On trouve alors

$$R' = \frac{16 \mu}{p_m} [1,700 + 3,20 + 0,087 N + 0,163 + 1,90 N]$$

Avec  $\mu = 0,0032$

$$R' = \frac{1}{p_m} [0,250 + 0,110 N]$$

$$R'' = \frac{1}{p_m} [0,036 + 0,083 N]$$

$$R' + R'' = \frac{1}{p_m} [0,286 + 0,193 N] = 0,0477 + 0,0332 N \quad (47)$$

contre

$$R' + R'' = 0,520 + 0,0355 N.$$

Ces vérifications effectuées, il s'agit de passer à l'expression du rendement organique en fonction de la charge et pour cela il importe de rechercher tout d'abord une relation

approchée entre la pression moyenne p et la pression moyenne au diagramme  $p_i$  comme on l'entend habituellement, la seule qui soit proportionnelle à la puissance indiquée  $N_i$ .

La pression moyenne p est la pression rapportée à 4 courses pour un moteur à 4 temps; elle tient en plus compte des effets d'inertie, en les considérant constamment comme positifs; s'il n'y avait un temps de compression, la pression moyenne p serait égale à la pression moyenne  $p_o$  due aux effets d'inertie augmentée du 1/4 de la pression moyenne  $p_i$ ; c'est pourquoi nous poserons

$$p = p_o + \frac{p_i}{k}$$

avec k plus petit que quatre.

Des tâtonnements nous ont permis de considérer comme très approximative la valeur de p donnée par la relation ci-dessus avec  $k = 2,55$  et  $p_o = 0,60$ .

La formule (30) peut alors se transformer

$$\eta_o = 1 - R \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{1}{p_m} (\alpha + \beta p + \gamma p^2) \frac{p_m}{p_i} \quad (48)$$

en cette autre

$$\eta_o = 1 - \frac{\alpha}{p_i} - \frac{1}{k} (\beta + 2 \gamma p_o) - \frac{p_i \gamma}{k^2} - \frac{p_o}{p_i} (\beta + \gamma p_o) \quad (49)$$

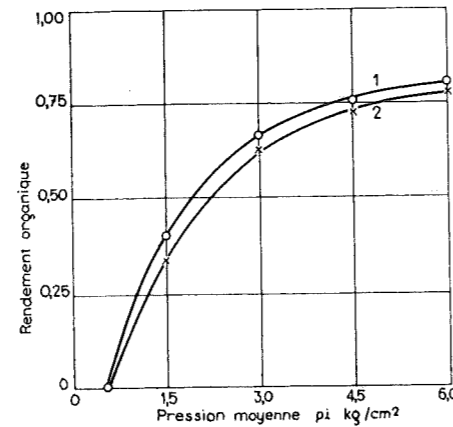


Fig. 15.

Or, pour le moteur de 30 chevaux étudié par M. Planiol, nous avons trouvé ci dessus

$$\alpha = 0,738 \quad \beta = 0,140 \quad \gamma = 0,01$$

De là les valeurs de  $\eta_o$

pleine charge	$p_i = 6 \text{ kg}$	$\eta_o = 0,780$
trois quarts de charge	$p_i = 4,5 \text{ kg}$	$\eta_o = 0,740$
demi-charge	$p_i = 3 \text{ kg}$	$\eta_o = 0,664$
quart de charge	$p_i = 1,5 \text{ kg}$	$\eta_o = 0,400$

La courbe (1) correspondante fig. 15 a été tracée en tenant compte de ces chiffres; la courbe (2) donne la même courbe de rendement organique trouvée pour le moteur de 35 chevaux expérimenté par M. Planiol, sur lequel, malheureusement, celui-ci ne fournit aucune donnée concernant la longueur du piston et des cercles de piston, ni sur les dimensions des paliers.

Ce moteur présentait des proportions légèrement différentes; c'est-à-dire que le rapport course-diamètre était égal à

$$K = 1,20 \quad \text{au lieu de } 1,50$$

et la vitesse de régime de 220 tours/min conduisait à une vitesse de piston de 2,78 m/sec (course de 380 mm).

La valeur de R' + R'' tirée du diagramme expérimental fig. 16 se présente assez différemment

$$R' + R'' = 0,075 + 0,050 p$$

et l'écart des coefficients ne saurait s'expliquer par la différence sur K ou sur N.

On peut admettre que K' est plus petit 1,4 au lieu de 1,7 par exemple, que  $p''_i$  (pression des cercles) est plus faible 0,2 par exemple, mais alors l'action de la pression sur les cercles doit être plus grande.

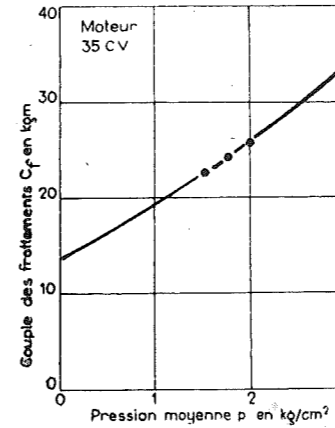


Fig. 16.

Nous avons considéré comme une valeur normale pour le moteur de 30 chevaux, la valeur de  $\alpha = 0,5$ ; cela voulait dire que seuls les deux premiers cercles travaillaient lors de l'explosion ou de la compression. En effet, entre p et  $p_i$ , il existe une relation qui conduit à  $p = 2,95 \text{ kg/cm}^2$  pour  $p_i = 6 \text{ kg/cm}^2$ , soit  $p = 1/2 p_i$ ; dire que la pression moyenne derrière les cercles est accrue du fait de la pression  $p_i$ , de 0,5 p, c'est-à-dire qu'elle est passée de  $p''_i$  à

$$p''_i + 0,5 \frac{p_i}{2} = p''_i + p_i \times \frac{1,5}{6}$$

c'est-à-dire, en d'autres termes, que si le premier cercle seul intervenait la pression passerait de  $p''_i$  à  $p''_i + \frac{1}{6} p_i$

Comme cette répartition dépend certainement de la perfection d'exécution et aussi de la pression initiale des cercles sur la paroi, on peut admettre que, dans le moteur de 35 chevaux, en raison de la moindre pression initiale des cercles, il eut fallu prendre  $\alpha = 10$  au lieu de  $\alpha = 0,5$ . En faisant les calculs de R' dans ces conditions, avec  $p''_i = 0,2$ , et en conservant

$$\varepsilon = 0,31 \quad A = 11 + p$$

et en prenant  $K' k = 1,4 \times 0,22 = 0,31$

$$R' = \frac{16 \mu}{p_m} [6,76 + 4,49 p + 0,35 p^2]$$

ou avec

$$R' = \frac{1}{p_m} [0,345 + 0,229 p + 0,0175 p^2]$$

Pour ce qui est de R'', nous pourrions admettre que les pertes sont plus faibles par suite d'un meilleur rodage et d'un meilleur alignement des paliers, plus faibles dans la proportion 3/4 par exemple

$$R'' = \frac{1}{p_m} [0,027 + 0,210] \text{ pour } N = 3,67$$

D'où

$$R' + R'' = \frac{1}{p_m} [0,580 + 0,229 p + 0,0175 p^2]$$

$$= 0,096 + 0,038 p + 0,003 p^2 \text{ pour } p_m = 6 \text{ kg.}$$

Si nous calculons R' + R'' pour les pressions p égales à 0,0 - 1,5 kg et 3 kg et que nous en déduisons  $C_f$ , en tenant compte que  $C_{im}$  est égal ici à 145 kgm, nous trouvons respectivement

$$C_f = 13,8 \quad C_f = 22,6 \quad C_f = 34,2$$

ce qui correspond à la courbe en trait fort passant exactement par les points expérimentaux dans la fig. 16. Cette courbe beaucoup plus vraisemblable que la droite tracée par M. Planiol, conduit à la courbe de rendement organique (2) de la fig. 15.

Nous croyons que le calcul que nous venons de faire explique d'une façon très satisfaisante l'écart des deux courbes de  $C_f$  pour le moteur de 30 chevaux, d'une part, et le moteur de 35 chevaux, d'autre part.

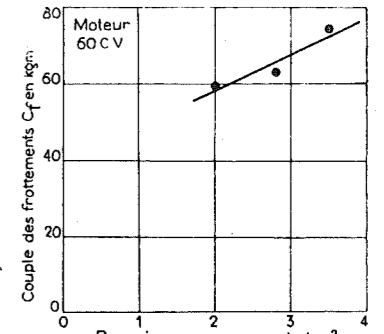


Fig. 17.

M. Planiol, qui avait expérimenté également sur un moteur de 60 chevaux, avait obtenu pour ce dernier

$$R' + R'' = 0,135 + 0,0295 p$$

valeur qui conduit à une courbe pratiquement identique à celle du moteur de 30 chevaux (fig. 17).

### CONCLUSIONS

Nous pensons pouvoir conclure, de tous les calculs que que nous venons de présenter, que les formules déduites à la fois des expériences du Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège et du Laboratoire de Mécanique appliquée de la Sorbonne, permettent de précalculer avec une approximation remarquable le rendement organique d'un moteur dont on connaît les données et les conditions de fonctionnement.

Les lois du coefficient de frottement, tant en régime hydrodynamique qu'en régime non hydrodynamique, peuvent être considérées comme connues dès à présent d'une façon tout-à-fait satisfaisante.

S'il n'existait que des pertes en régime non hydrodynamique, telles celles provoquées par le piston et les cercles de piston qui représentent près des deux tiers du total, on pourrait dire que la courbe du rendement organique est unique pour tous les moteurs géométriquement semblables, ayant les mêmes vitesses moyennes de piston, l'état de rodage des surfaces frottantes et les conditions de graissage restant évidemment les mêmes.

En raison de l'intervention des pertes en régime hydrodynamique, qui sont fonction des nombres de tours N et non



de la vitesse moyenne du piston, la conclusion n'est pas aussi simple.

Pratiquement, on se rapproche de la proposition que nous venons d'énoncer, parce que les pertes provenant des organes en régime hydrodynamique sont relativement faibles et que, pour les moteurs tournant à grandes vitesses angulaires, elles sont plus faibles encore grâce au mode de graissage adopté qui permet d'utiliser des températures de régime plus élevées pour tous les organes du mouvement continu. Il n'est pas impossible d'envisager des pertes propres aux organes du mouvement continu qui resteraient les mêmes pour un moteur tournant 10 fois plus vite, la viscosité de l'huile devenant 10 fois plus faible.

Pour ce qui concerne l'influence du double effet, les formules (48) et (49) montrent immédiatement le bénéfice réalisé. En effet, en remontant à la définition de R (formule 29), on voit que, pour la machine à double effet, la valeur du couple  $C_{1m}$  est double, ce qui revient à dire que la valeur de R est deux fois plus petite. Pour la machine à deux temps et à double effet, la valeur de R, en raisonnant de la même manière, se trouve devoir être quatre fois plus petite. Dans ces conditions,  $\alpha$  et  $\beta$  doivent être divisés par 2 ou par 4 suivant qu'il s'agit de

la machine à double effet,

la machine à double effet deux temps (machine à vapeur).

Le coefficient  $k$  de la formule (49), par contre, tend à passer à 2 pour la machine à double effet et à 1 pour la machine à double effet à deux temps. Compte tenu de ces remarques, on voit que pour des machines qui comporteraient les mêmes pertes totales  $C_f$ ,  $\eta_0$  à pleine charge varierait comme suit,  $p_1$  restant constamment égal à 6 kg/cm<sup>2</sup>.

quatre temps simple effet	0,795
quatre temps double effet	0,880
deux temps double effet	0,910

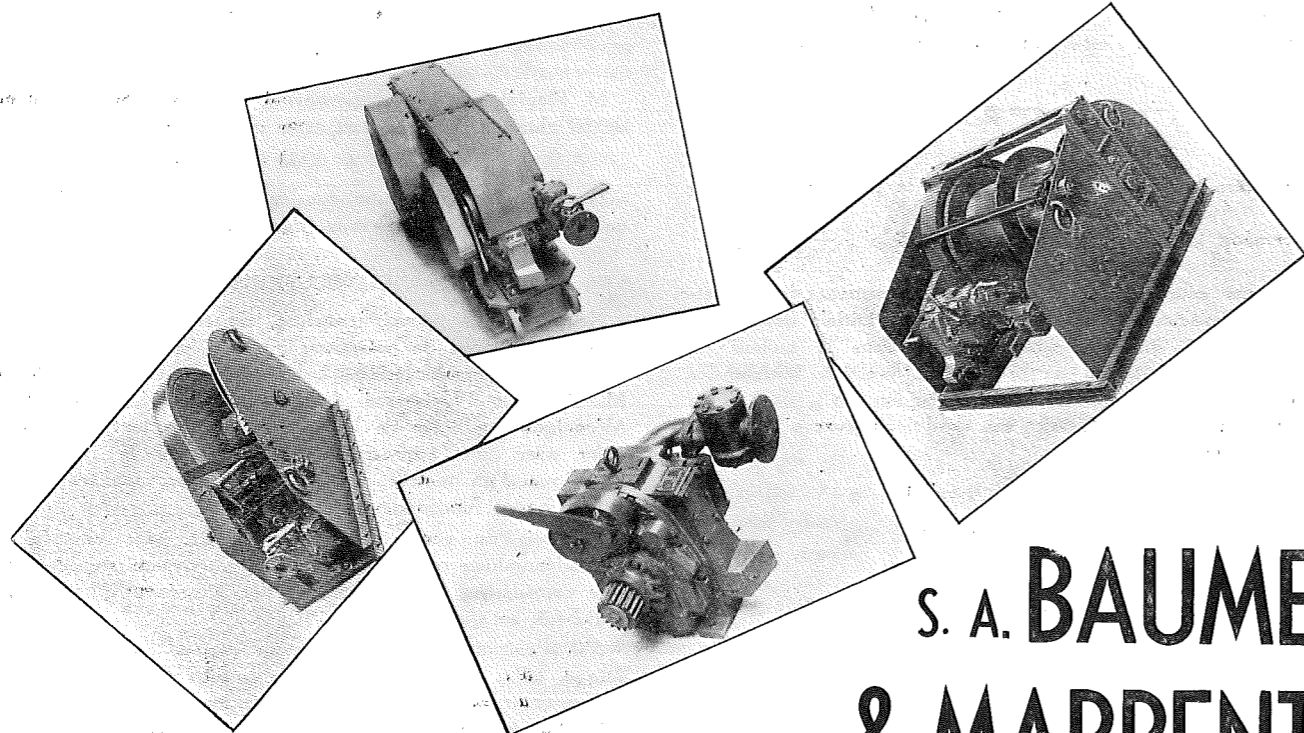
Il s'agit d'un ordre de grandeur car ce calcul ne tient pas compte de l'accroissement du nombre d'organes lorsqu'on passe de la machine à simple effet à la machine à double effet : si la crosse prend en plus ce que le piston, qui jouait le rôle de crosse, prend en moins (et cela n'est pas tout-à-fait exact), il y a en tout cas les bourrages qui devraient entrer en ligne de compte, de même que les organes destinés au refroidissement du piston (s'il s'agit du moteur à gaz).

Pour la machine à vapeur monocylindrique à double effet, le rendement organique 0,91 calculé ci-dessus n'est pas une limite, (bien que la pression moyenne 6 kg/cm<sup>2</sup>, ne soit pas plus élevée dans le type courant) et cela en raison de ce que les organes sont calculés pour un effort maximum moindre et partant sont proportionnellement moins importants.

Il faudrait pour pouvoir traiter cette question reprendre les formules et partir d'une machine dont on connaîtrait les dimensions de tous les organes importants : crosse, tige, etc.

Nous nous bornons, pour le moment, à ces quelques remarques, mais nous croyons qu'il serait possible de démêler plus complètement, grâce à l'étude théorique présentée, l'influence due au nombre d'effets, au nombre de tours, ainsi que les conséquences du compoundage et du degré de détente dans la machine à vapeur, enfin, dans un autre ordre d'idées, l'influence du nombre et des dimensions des cercles, de la longueur de la jupe, du piston, lorsqu'il s'agit d'un moteur à simple effet.

Il est probable que l'on arriverait à conclure au bien fondé de la pratique suivie depuis quelque temps par les grands constructeurs d'automobiles : diminution du nombre de cercles, de la hauteur des cercles et de la longueur de la jupe, enfin, chanfreinage du premier cercle de tête.



Ses treuils à air comprimé  
de vallée, d'arrachage, de halage

S. A. BAUME  
& MARPENT

HAINÉ-SAINT-PIERRE

SOCIÉTÉ  
RATEAU

USINES ET SERVICES COMMERCIAUX  
à MUYSEN-LEZ-MALINES  
TÉLÉPHONE : MALINES 130.31 - 2 LIGNES, TELEGR. : TURMACHI-MALINES

SES FABRICATIONS

POMPES ET VENTILATEURS  
CENTRIFUGES

VENTILATEURS DE MINES

AEROVENTILATEURS POUR  
AERAGES SECONDAIRES  
DE MINES

TURBINES À VAPEUR

SOUFFLANTES ET  
COMPRESSEURS  
CENTRIFUGES

COMPRESSEURS À PISTONS

SURALIMENTATION DE  
MOTEURS À COMBUSTION  
INTERNE

AUXILIAIRES MARINS

CHAUDIÈRES "INTEGRALE",  
POUR LE CHAUFFAGE  
CENTRAL

