

ÉVOLUTION DU GRAISSAGE

par Ch. HANOCQ,

Ing. A. I. Lg. et A. I. M., Professeur à l'Université de Liège

Avec la collaboration de :

D. de MEULEMEESTER,

Ing. A. I. G., Professeur à l'Université de Gand

H. PITESCHE,

Ing. A. I. Lg. et A. I. M., Ingénieur en chef Directeur
du Service technique de la Vacuum Oil Company,
S. A. belge

L. LELOUP,

Ing. A. I. Lg., Chef de Travaux à l'Université de Liège

F. RENTIER,

Ing. A. I. Lg., Directeur-Gérant de la Compagnie
des Compteurs et Manomètres

Je voudrais restreindre le sujet en me limitant à son aspect mécanique : c'est le seul moyen d'en sortir si l'on veut que dans le petit nombre de pages mises à sa disposition, le rapporteur soit en mesure d'atteindre un niveau de synthèse suffisant pour intéresser l'ingénieur.

À l'origine de la mécanique, et on peut la faire remonter à l'invention de la roue du fardier ou de la roue hydraulique, la question du graissage se pose. On peut admettre que l'idée de faire intervenir une couche de matière fortement visqueuse, en vue de réduire la résistance de frottement et les possibilités de grippement entre surfaces en mouvement relatif, soit née sans grand effort d'imagination.

Par la voie empirique sans doute, le choix de ces matières visqueuses aura été limité aux huiles d'origine végétale ; plus tard les huiles d'origine animale seront intervenues et réservées à des cas difficiles. Le mode d'introduction du lubrifiant est au début fort sommaire : il consiste à verser à la burette l'huile plus ou moins fluide dont on dispose commodément, à des intervalles de temps suffisamment rapprochés pour éviter que la couche visqueuse qui entoure le tourillon, ne devienne trop mince, et n'amène finalement, soit une usure trop rapide, soit, à la limite, le grippement.

Lorsque l'organe graissé est exposé à subir des projections d'eau, l'huile tend à être expulsée : un peu de lard appliqué sur la partie découverte du tourillon, qui généralement n'est soutenu que par un demi-coussinet, assure un graissage satisfaisant et en quelque sorte automatique.

Vers 1850, s'introduit dans l'industrie pour résoudre ce cas difficile, la graisse consistante. Elle évite le danger d'expulsion par projection d'eau, elle s'oppose jusqu'à un certain point à l'introduction des poussières entre les surfaces lubrifiées, enfin elle n'exige qu'une surveillance plus réduite et des interventions moins fréquentes pour le renouvellement.

La pratique établit bientôt que la généralisation d'un tel mode de graissage conduirait même pour des machines à marche lente, qui sont de règle alors, à une augmentation sensible de la puissance absorbée par les surfaces frottantes.

Le technicien s'applique dès lors à étudier systématiquement le problème du graissage.

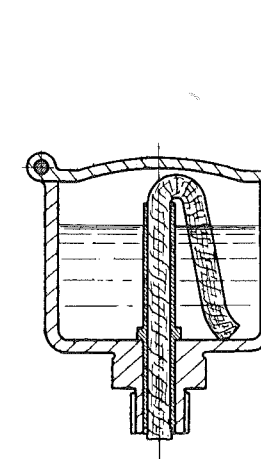


FIG. 1.

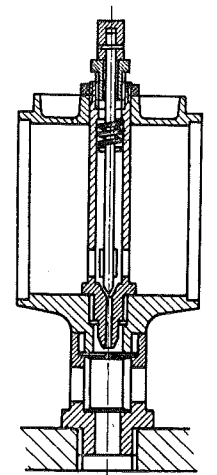


FIG. 2.

C'est Hirn qui, en 1854, énonce les premières règles et montre l'importance de cette question au point de vue de l'économie industrielle.

En dehors du choix de l'huile la plus appropriée par ses qualités et son prix, il y a la question mécanique, pourrait-on dire, de l'apport continu de l'huile et en quantité strictement suffisante, puisque, d'une façon générale, le graissage se fait par huile perdue.

C'est d'abord le graissage par godet muni d'une mèche plongeant dans celui-ci, en passant par la partie haute ; cette mèche redescend à travers un conduit central jusqu'au niveau de la sur-

face à graisser : par capillarité, l'huile s'écoule le long de la mèche et le débit est réglé par le nombre de brins dont est constituée cette mèche (fig. 1).

C'est ensuite le graissage par godet compte-gouttes visible, pour les articulations importantes (fig. 2). Pour les organes en mouvement de locomotive qui ne sont pas surveillables en marche, c'est le godet à champignon qui s'alimente par le barbotage résultant du déplacement de l'organe lui-même (fig. 3). Avec cette disposition, l'écoulement de l'huile cesse dès que la machine est à l'arrêt.

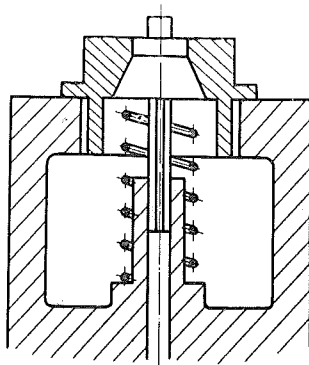


Fig. 3.

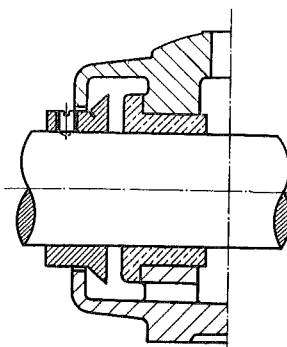


Fig. 4.

Tous ces procédés ont l'inconvénient d'exiger que la quantité d'huile amenée soit réduite au minimum, puisque le graissage se fait à huile perdue. Or le coefficient de frottement, comme on le comprendra plus tard, est fortement augmenté lorsque l'épaisseur de la couche d'huile est inférieure à sa valeur théorique.

De là, la mise au point dès la fin du siècle dernier de paliers à graissage continu et automatique, abondant, avec récupération des fuites aux extrémités de l'organe graissé. On connaît le palier à bague flottante, le plus simple, le palier à bague fixe sur l'arbre qui est plus sûr et permet une alimentation plus abondante.

Dans les deux cas le problème le plus délicat est celui de l'étanchéité latérale : dès que l'on aborde le graissage continu et abondant, il faut récupérer l'huile qui s'écoule latéralement du coussinet; on le résout généralement par des bagues latérales, formant coupe-huile, qui rejettent en fines gouttelettes l'huile sortant du coussinet, dans les larmiers appropriés (fig. 4); une autre solution, qui s'avère suffisante, est celle de rainures pratiquées dans le coussinet aux deux extrémités et dont le bord intérieur est entaillé sur une faible largeur, de façon à créer par l'arête vive qui en résulte, une sorte de racloir faisant repasser l'huile dans la réserve, par un trou approprié (fig. 5). Entre parenthèses, l'effet de cette rainure n'est assuré dans le cas d'écoulement abondant que si l'on pratique une

ouverture à la partie supérieure qui permet à la pression atmosphérique de s'établir automatiquement. Cette disposition est en défaut quand l'arbre doit être muni de butées latérales, car la présence des rainures rendrait le graissage de celles-ci impossible. Dans ce cas, il faut avoir recours au premier procédé de la bague coupe-huile, réalisée cette fois pour constituer la butée elle-même. Aux grandes vitesses, on n'obtient l'étanchéité qu'en réalisant les bagues à gradins jouant le rôle de coupe-huile en série.

La question de l'étanchéité du palier proprement dit, qui dans certaines applications doit être soustrait aux rentrées de poussières trop abondantes, peut se résoudre au moyen d'une bague en feutre ou au moyen d'une bague en caoutchouc (bague Garlock par exemple, fig. 6).

Dans cet ordre d'idées, un problème difficile est celui du graissage continu et abondant des fusées de wagons de chemin de fer. A l'origine, on utilise un tampon garni de mèches plongeant dans le bain d'huile de la boîte de graissage; ce tampon est appliqué sur la partie inférieure libre du tourillon par l'action de légers ressorts : par capillarité, l'huile est amenée à la surface du tourillon de façon continue tandis qu'à l'arrêt, l'action de succion cesse. Le défaut du système, par ailleurs simple et efficace, c'est que la quantité ainsi amenée est insuffisante pour donner à l'épaisseur de la couche d'huile la valeur optimum : le coefficient de frottement qui en résulte est relativement très élevé, le double ou le triple

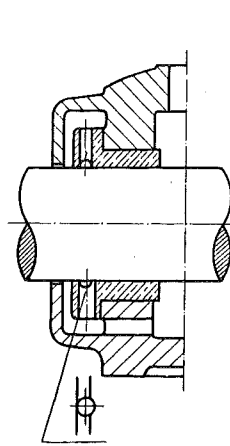
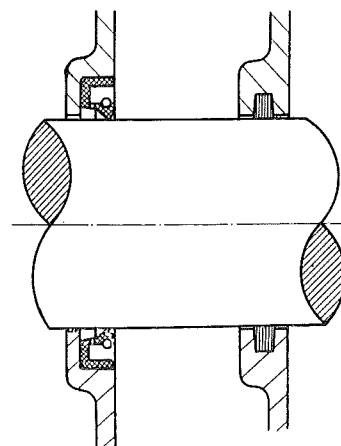


Fig. 5.



Garlock Feutre

Fig. 6.

de celui sur lequel on peut compter avec un graissage abondant.

Des efforts ont été faits pour réaliser un graissage abondant à toutes les vitesses de rotation, point particulier dont la solution est difficile dans le problème de la fusée de wagon; un des systèmes qui a donné les meilleurs résultats est le système Isothermos (fig. 7) avec palette profilée étudiée pour obtenir aux vitesses les plus lentes

la quantité minimum et aux vitesses les plus grandes, l'alimentation par projection sur le plafond de la boîte d'où elle est récoltée et canalisée vers le coussinet. L'organe de graissage est placé du côté extérieur, rendu étanche par un couvercle approprié; reste le problème de l'étanchéité côté intérieur : il est obtenu par une bague tronconique d'assez grande largeur arrêtant le flux qui sort du coussinet, le rejetant par force centrifuge dans la boîte en fines gouttelettes; celles qui heurtent la paroi supérieure de la boîte sont renvoyées par réflexion sur la couche d'huile qui se forme à la périphérie de la bague et reprennent ainsi leur mouvement vers l'extrémité intérieure par l'action de la force centrifuge. L'étanchéité de la boîte à huile contre l'entrée des poussières extérieures reste un problème difficile, mais suffisamment résolu pour rendre l'ensemble tout à fait satisfaisant et constituer un progrès certain.

Dans les machines à grande vitesse de rotation, le problème du graissage s'accompagne d'un autre problème tout aussi important, celui de l'enlèvement des calories résultant du frottement et qui ne peuvent être dissipées par convection naturelle et par rayonnement : c'est alors qu'intervient le graissage forcé qui suppose :

1° Une pompe généralement du type à roues dentées, refoulant l'huile sous pression vers les différents organes en quantité telle que la température de l'huile à la sortie ne dépasse pas une valeur acceptable;

2° Un réfrigérant chargé de ramener l'huile recueillie généralement par gravité à la sortie des différents organes, à la température de 40 ou 45° C ;

3° Des formes appropriées qui empêchent les écoulements à l'extérieur malgré la formation de véritables voiles d'huile aux deux extrémités latérales du coussinet.

Lorsque les machines sont à mouvement alternatif, des dispositions sont prises en partant des coussinets principaux, pour envoyer de l'huile au tourillon mobile et même au pivot du pied de bielle; une telle construction implique nécessairement un bâti étudié de façon à former un carter fermé étanche dans lequel l'huile sortant des différents organes graissés se rassemble pour être reprise par la pompe de distribution après filtrage.

Lorsque les vitesses de rotation ne sont pas telles qu'elles impliquent le refroidissement par l'action d'un réfrigérant extérieur au bâti, on peut résoudre le problème de la distribution de l'huile aux différents organes, sauf au pied de bielle, par un disque tournant approprié qui, raclé à la partie supérieure, fait couler l'huile sur les coussinets des tourillons puis de là, par force centri-

fuge, au sommet des têtes de bielle : le graissage du bas du cylindre et du coussinet du pied de bielle est alors assuré par les projections partant de la tête de bielle (système par barbotage).

Lorsque la machine ne peut pas être conçue à bâti fermé (c'est le cas du mécanisme de la locomotive notamment), il ne reste qu'un procédé moderne, c'est celui de la distribution de l'huile en faible quantité mais d'une manière continue

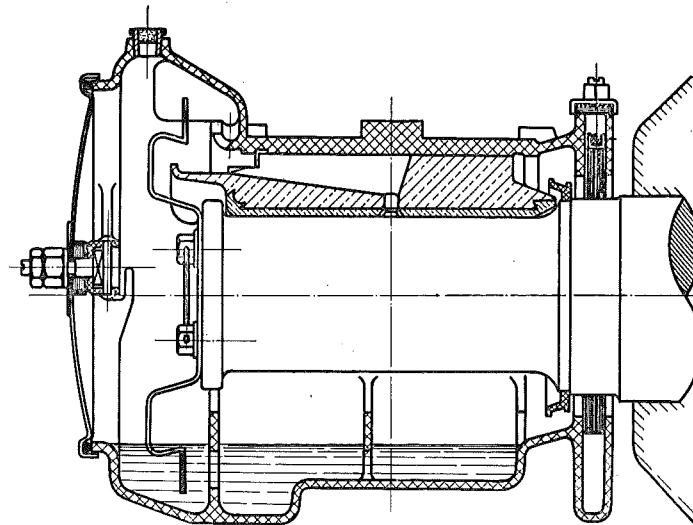


Fig. 7.

par pulsation, aux différents organes en mouvement.

Pour le graissage des cylindres des machines à vapeur, à gaz, à air comprimé, on a depuis très longtemps utilisé le système Mollrup : un piston d'assez grande dimension mis en mouvement extrêmement lent par une tige filetée s'engageant dans un écrou fixe du couvercle, commandée elle-même par une vis sans fin mise en mouvement par rochet. Par ce procédé, l'huile est envoyée de façon continue en un ou plusieurs points du cylindre.

Le défaut, c'est que si l'y a des conduits multiples, le graissage peut être réduit ou supprimé dans un des conduits par suite d'une résistance anormale. De là, le système à pistons multiples de petit diamètre, employé aujourd'hui. Ces pistons entraînés par came ou par excentrique, à faible course, alimentent chacun un circuit.

Il fallait tous les raffinements de l'outillage moderne pour donner à cette solution une forme suffisamment parfaite et suffisamment bon marché pour être viable. Les pistons doivent se déplacer dans des cylindres à frottement doux, sans garniture et assurer une cylindrée parfaitement définie : le débit doit être rendu réglable et cela sans complications et sans organes de distribution. Grâce aux moyens de rectification que l'on possède, il est possible d'obtenir aujourd'hui une étanchéité suffisamment parfaite en ne comptant que sur le faible jeu concentrique de

quelques microns entre le cylindre et le piston moteur.

Il serait difficile d'entrer dans les détails de conception de ces distributeurs modernes qui sont, pour le surplus, lorsqu'il s'agit d'appareils destinés à des machines rapides, comme la locomotive, à gouttes visibles pour le réglage et la

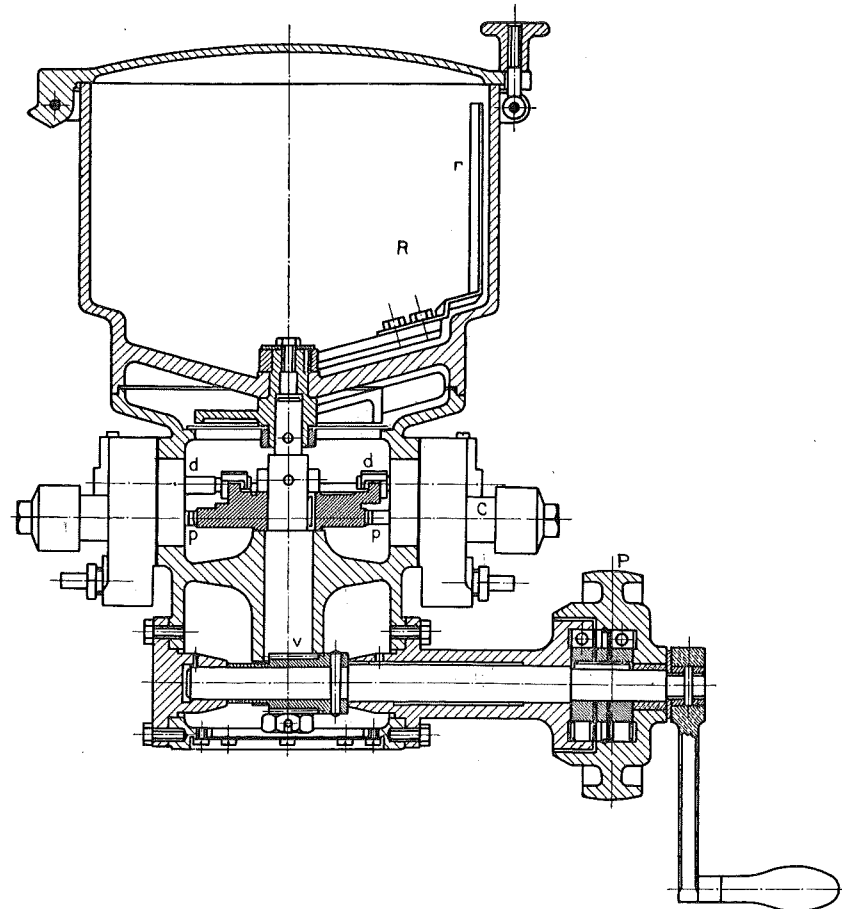


FIG. 8.

surveillance. Deux appareils en fonctionnement à l'Exposition permettent de se rendre compte du degré de fini et de la sûreté de fonctionnement atteints aujourd'hui dans cet ordre d'idée : celui de la Compagnie des Compteurs et Manomètres et celui de la Vacuum Oil Company.

La figure 8 montre un des systèmes possibles construit par la Compagnie des Compteurs et Manomètres.

Le graissage par graisse consistante qui subsiste dans les applications particulières, celles notamment où les projections d'eau ou la présence d'eau entourant l'organe à graisser, rendent impossible l'application de l'huile, peut bénéficier de la distribution continue : il suffit d'obtenir les pressions suffisantes (200 kg/cm² éventuellement, et plus) pour faire arriver par des conduites de faible section la graisse aux différents organes en mouvement de la machine.

Lorsque l'on ne peut envisager un système de distribution aussi compliqué, on peut avoir recours à la distribution par intermittence, au moyen d'une pompe à main appropriée, s'adaptant sur un bouchon « Tecalemit » (fig. 9) placé au point à graisser.

Tous ces progrès ne se conçoivent que si l'huile utilisée possède une stabilité et une résistance à l'oxydation très grandes puisque dans les systèmes à circuit fermé l'huile, souvent en quantité considérable (plusieurs tonnes pour le graissage de turbines à vapeur ou de moteurs Diesel de grande puissance), ne peut être renouvelée qu'après un long temps de service. Les huiles d'origine végétale ou d'origine animale ne sauraient répondre à de telles conditions d'utilisation, et c'est aujourd'hui à peu près exclusivement aux huiles d'origine minérale, dérivées du pétrole, que l'on a recours. Avec les traitements modernes des produits pétroliers, on arrive à des propriétés anti-rouille remarquables qui donnent toute satisfaction à l'usager.

Pour les huiles de graissage des moteurs à explosion, des additifs « détergents » permettent d'empêcher la formation dans les parties hautes et très chaudes du cylindre des dépôts durs qui augmentent à la fois les pertes par frottement et l'usure.

Le choix du lubrifiant au point de vue mécanique doit être fait en partant de la

courbe de viscosité. Si la viscosité tombe trop rapidement avec l'accroissement de la température, il peut arriver, comme nous le montrerons dans la seconde partie de ce rapport, que le régime de graissage change et que l'organe soit en danger de grippement. Des efforts ont été faits pour réaliser d'une façon stable une courbe de viscosité favorable, par polymérisation (huile Elektrion, par exemple).

Bien entendu pour les huiles destinées au graissage des cylindres, des qualités spéciales peuvent se révéler qui tendent à éviter la cokéfaction à la partie haute, là où la température est très élevée, et ces qualités spéciales, difficiles à mettre en évidence autrement que par des essais directs sur moteurs, dépendent de leur composition chimique et physico-chimique. Nous ne sommes pas en



FIG. 9.

mesure de pouvoir résumer l'état de cette question, mais nous croyons qu'il ne serait pas possible de terminer ce rapport sans essayer de faire saisir les progrès réalisés dans la connaissance scientifique du phénomène de frottement entre surfaces lubrifiées.

Les conclusions que nous pourrions tirer de cette étude nous permettront de comprendre l'importance de l'allure de la courbe de viscosité en fonction de la température.

**

C'est Petroff (1883) qui le premier a établi sur des bases scientifiques, la connaissance des lois du frottement entre surfaces lubrifiées : il trouve dans les expériences de Hirn (1854) et dans les siennes propres, la confirmation d'une relation qui peut s'établir directement en partant de la loi de Newton-Navier

$$F = S\mu \frac{dw}{dn} \quad (1)$$

si on la simplifie, comme le propose l'auteur lui-même, en supprimant deux termes qui sont relativement très petits.



FIG. 10.

En effet, le principe de l'égalité de l'action et de la réaction implique que, si deux surfaces planes parallèles se déplacent l'une par rapport à l'autre alors qu'elles sont séparées par une couche de lubrifiant (fig. 10), la vitesse de glissement w d'une couche élémentaire sur l'autre varie linéairement de la paroi fixe, où elle est nulle, à la paroi mobile où elle atteint la valeur V . De là, la valeur de

$$\frac{dw}{dn} = \frac{V}{a}$$

et de

$$f = \frac{F}{P} = \frac{\mu V}{P/S} \frac{1}{a} = \frac{\mu V}{p} \frac{1}{a} = \frac{\mu V}{P} \frac{l}{a} \quad (2)$$

a étant l'épaisseur de la couche d'huile ;
 V la vitesse de déplacement relatif ;
 p la pression par unité de surface ;
 μ le coefficient de viscosité absolu ;
 P la force appliquée par unité de profondeur de la surface égale à pl .

Cette relation suppose essentiellement :

1° Que l'adhérence du fluide lubrifiant à la paroi est telle que la particule qui touche la paroi a la vitesse de celle-ci ;

2° Que l'attraction moléculaire qui pourrait

s'exercer entre les aspérités des surface n'intervient pas.

Si la couche est suffisamment épaisse pour qu'il en soit ainsi, la relation ci-dessus est inattaquable ; on en trouve la preuve expérimentale, s'il en était besoin, dans les résultats des essais sur les buselures : lorsque la pression est faible, l'arbre se centre par rapport au coussinet et l'épaisseur a de la couche peut être regardée comme constante. Or dans ce cas limite on peut admettre comme établi expérimentalement, que

$$f = 2 \pi^2 \frac{\mu N}{p} \frac{r}{a} \quad (3)$$

qui dérive directement de la relation ci-dessus en écrivant

$$V = 2 \pi r N \quad P/S = \frac{P}{2 \pi r} = p \frac{1}{\pi}$$

puisque l'on a l'habitude de désigner par p , dans l'étude des paliers, la pression par unité de surface projetée

$$p = \frac{P}{2r} \quad (4)$$

Ainsi dès que l'on connaît a , on peut déterminer f ; mais a est indéterminé sauf dans le cas que nous venons d'examiner du coussinet faiblement chargé, cas pour lequel l'arbre est centré par rapport au coussinet.

Il existe un autre cas où, ayant recours à la théorie mathématique, il est possible de fixer la valeur de l'épaisseur h_e (fig. 11) : c'est le cas où les surfaces sont inclinées de quelques dixièmes de degré l'une par rapport à l'autre.

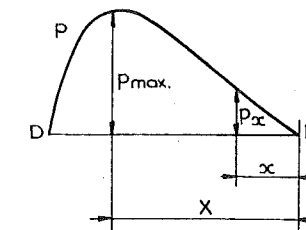
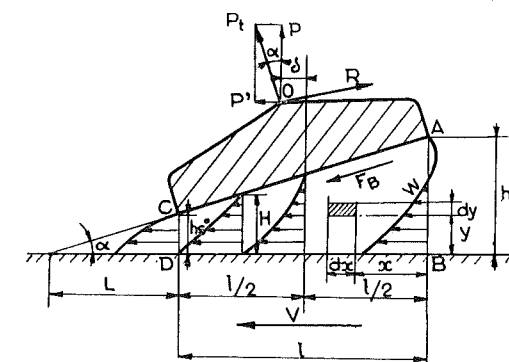


FIG. 11.

Cas des surfaces légèrement inclinées

C'est à Osborne Reynolds (1886) que revient l'honneur d'avoir examiné le premier ce cas particulier en s'appuyant sur la formule (1). Si on examine (fig. 11) les conditions d'équilibre d'un élément pris dans la masse fluide qui s'écoule sous le blochet, dans le cas le plus simple à analyser, celui du blochet articulé, on peut établir aisément

$$\frac{dp}{dx} = 6 \mu V \frac{H-h}{h^3} \quad (5)$$

en désignant par H l'épaisseur de la couche d'huile à l'endroit où la courbe de répartition des pressions passe par son maximum.

Cette relation suppose que la profondeur du blochet est assez grande pour que les fuites latérales soient négligeables.

De cette relation on peut déduire la loi de variation de p en fonction de x, puis exprimer les deux conditions d'équilibre

$$P = \int_0^l p dx \quad \left(\delta + \frac{l}{2}\right)P = \int_0^l p x dx$$

On en déduit qu'il existe une relation nécessaire entre

$$\frac{\mu V}{P} \quad \text{et} \quad \frac{l}{L}$$

P désignant l'effort par unité de profondeur.

Finalement on peut dégager de la théorie les relations suivantes

$$\frac{h_s}{l} = C \sqrt{\frac{\mu V}{P}} \quad (6)$$

$$f = A \sqrt{\frac{\mu V}{P}} \quad (7)$$

$$\text{tg } \alpha = B \sqrt{\frac{\mu V}{P}} \quad (8)$$

A, B et C étant des constantes pour un rapport $\frac{\delta}{l}$ donné.

La théorie permet d'établir que c'est en adoptant le rapport $\frac{\delta}{l} = 0,1$ que se réalise la plus petite valeur de f en même temps que la plus grande valeur de $\frac{h_s}{l}$, pour un $\frac{\mu V}{P}$ donné.

(A passe par un minimum et C par un maximum pour $\frac{\delta}{l} = 0,1$).

Lorsque l'épaisseur de la couche varie, comme c'est le cas ici, la formule (2) n'est évidemment plus applicable que comme une grossière approximation; les phénomènes qui se passent dans la couche d'huile sont beaucoup plus complexes: c'est ainsi que l'analyse mathématique montre que la vitesse w devient négative à l'entrée dans la région voisine du blochet (fig. 11). Néan-

moins, pour $\frac{\delta}{l} = 0,08$ qui correspond à un blochet faiblement incliné on retrouve très approximativement la valeur de f fournie par la relation (7) lorsqu'on introduit dans la relation (2) la valeur moyenne de a

$$f = \frac{\mu V}{P} \frac{l}{a} = \frac{\mu V}{P} \left(\frac{l}{h_s + \frac{1}{2} l \text{tg } \alpha} \right) = \sqrt{\frac{\mu V}{P}} \left(\frac{1}{c + \frac{1}{2} B} \right) = A \sqrt{\frac{\mu V}{P}}$$

Cette concordance est de moins en moins satisfaisante à mesure que $\frac{\delta}{l}$ grandit, c'est-à-dire que l'inclinaison du blochet est plus grande, comme cela se conçoit.

De nouveau l'on peut affirmer que les valeurs déduites des formules ci-dessus concordent d'une manière très remarquable avec les valeurs observées, tout au moins quand le rapport de la profondeur à la valeur de l est suffisamment grand pour que les fuites latérales puissent être négligées.

Cas du coussinet complet

Cette théorie a été appliquée par Osborne Reynolds lui-même au cas de deux surfaces concentriques (arbre-coussinet) pour lequel automatiquement se forme le coin d'huile par écartement des centres O et O' (fig. 12). La difficulté de traiter le problème au point de vue mathématique vient de ce qu'en exprimant la condition de continuité, lorsque l'alimentation se fait à la pression atmosphérique à la génératrice supérieure, on est conduit à trouver des pressions négatives dont la valeur grandit avec la variable indépendante

$$X = \frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a} \right)^2$$

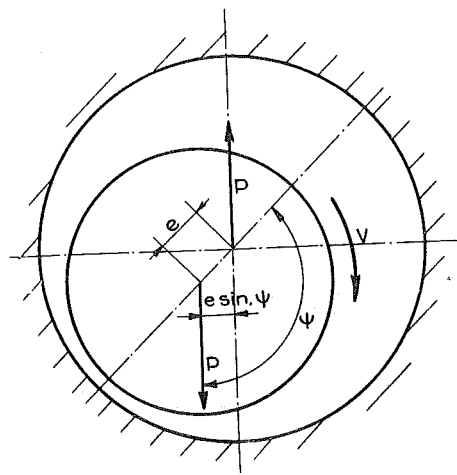


FIG. 12.

La figure 13 indique les résultats pour trois valeurs de X: ces courbes donnent le rapport de la pression p à la valeur moyenne p_m, et comme on peut le constater, quand p_m atteint 4 à 5 kg/cm², la valeur limite de p négatif dépasse 1 kg/cm².

Cela implique de toute évidence une impossibilité; cela signifie donc que la couche d'huile ne reste pas continue et que les conditions d'équilibre qui résultent de l'hypothèse de la continuité ne sont pas réalisées.

Sommerfeld en 1904 reprit le problème et s'attacha à donner des formules valables pour le cas du demi-coussinet; mais c'est Gumbel qui en 1925 parvint à établir les relations vraies pour le demi-coussinet en faisant abstraction dans l'intégration de l'arc soumis à des pressions négatives.

En 1928, étudiant les résultats que nous avions obtenus expérimentalement par deux méthodes, l'une donnant le couple au coussinet M_c, l'autre donnant le couple à l'arbre M_o, nous étions arrivés à établir:

- 1° Que les valeurs observées pour f étaient supérieures à celles calculées par Gumbel;
- 2° Que le couple au coussinet ne pouvait être confondu avec le couple mesuré à l'arbre.

La différence entre valeurs observées et valeurs calculées pour le coefficient de frottement, provenait de ce que la théorie de Gumbel avait été établie pour le demi-coussinet et que nous opérons avec un coussinet complet. En tenant compte de la résistance opposée par le demi-coussinet supérieur, les coïncidences devenaient tout à fait satisfaisantes.

Quant à la différence entre le couple M_c mesuré au coussinet et le couple M_o mesuré à l'arbre, qui n'avait jamais été mise en évidence par le calcul jusque-là (1), nous avons pu déduire de la théorie

$$M_o = M_c + P e \sin \psi$$

d'où

$$f = f_c + \frac{e \sin \psi}{r}$$

On peut tirer directement ces deux relations des principes de la Mécanique, mais la plupart

(1) En 1928, Boswall publiait ses résultats d'expériences sur des coussinets partiels qui mettaient en évidence la relation entre f et f_c mais nous n'en avions pas connaissance à cette époque.

des expérimentateurs (Stribeck, 1902 et Lasche, 1905, pour ne parler que des plus récentes recherches) utilisant la méthode directe de la mesure du couple au coussinet, confondirent f_c et f. Cette erreur entraîna une autre plus importante encore dans les recherches effectuées

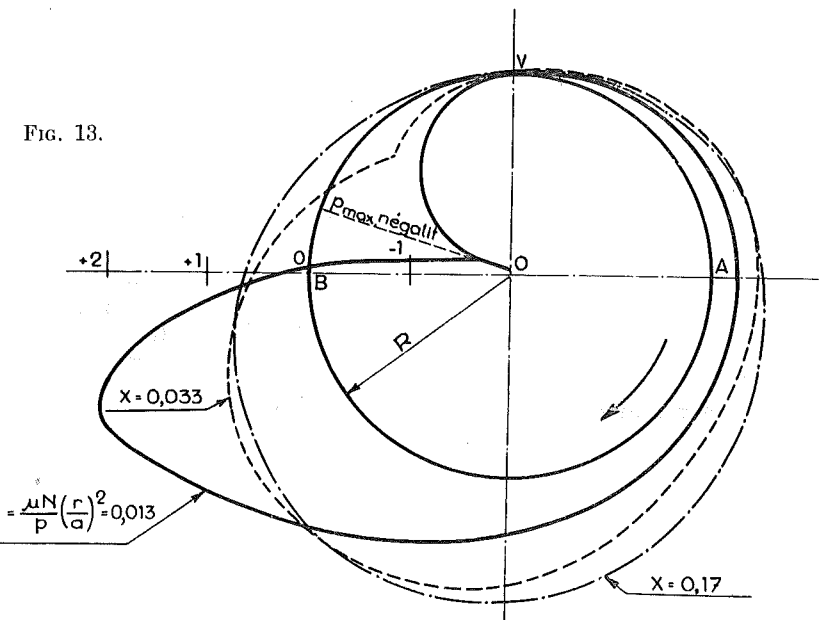


FIG. 13.

par Lasche pour la détermination de la loi de dissipation de la chaleur; ainsi que nous l'avons établi dès 1929, les relations proposées sont totalement erronées et il nous a fallu près de quinze ans d'efforts pour débrouiller cette question essentielle lorsqu'on veut pouvoir traiter le vrai problème technique qui se pose: celui de déterminer a priori la température de régime que prendra un palier, connaissant la charge, le nombre de tours par minute, et la courbe de viscosité mu en fonction de la température t_r de l'huile du palier.

Conclusions

En régime hydrodynamique (c'est-à-dire dans le cas de surfaces légèrement inclinées l'une sur l'autre, pour lequel l'équilibre peut s'établir par le jeu des forces de viscosité nées de l'écoulement du fluide dans la couche de lubrifiant séparant les deux parois), il est possible d'établir par la voie mathématique la valeur du coefficient de frottement f et la valeur de l'épaisseur de la couche de lubrifiant.

Lorsqu'il s'agit de surfaces planes, on peut faire appel aux formules (6), (7) et (8); lorsqu'il s'agit de surfaces cylindriques (cas de l'arbre dans son coussinet) on peut traduire les résultats à la fois de la théorie et de l'expérimentation systématique, en utilisant les deux formules suivantes:

Pour les valeurs de $X < 0,03$

$$f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{p}}; \quad (9)$$

Pour les valeurs de $X > 0,03$

$$f = 7,2 \frac{a}{r} + 16,3 \frac{r}{a} \left(\frac{\mu N}{p} \right). \quad (10)$$

En régime non hydrodynamique, c'est-à-dire lorsque les surfaces sont strictement parallèles, la théorie mathématique basée sur les conditions d'équilibre d'un fluide visqueux en mouvement laminaire, conduit à la conclusion, puisque $H = h$ dans la formule (5), que

$$\frac{dp}{dx} = 0 \quad \text{et} \quad p = \text{constante} = p_0$$

la pression atmosphérique p_0 régnant aux deux extrémités du blochet.

Ceci veut dire que l'équilibre hydrodynamique ne peut être réalisé pour le cas de surfaces parallèles à moins que la charge ne soit nulle; mais cela n'implique pas évidemment qu'aucun équilibre ne soit possible. Tout ce qu'on peut dire, c'est qu'il n'est pas possible d'établir la valeur de a en partant de la théorie.

Comment en sortir? Par la voie expérimentale évidemment; nous nous y sommes efforcé et nous croyons pouvoir dire que nous y avons réussi en partant des expériences de M. Bodart (1938), puis en utilisant des recherches de M. Planiol (1922) sur le moteur à gaz.

Nous avons pu déduire de cet ensemble de recherches, que a qui était une fonction de $\sqrt{\frac{\mu V}{P}}$ ou $\sqrt{\frac{\mu V}{p}} \sqrt{\frac{1}{l}}$ dans le cas de surfaces inclinées, ne dépendait plus de V , mais variait avec μ et avec p , suivant la loi exprimée par la formule

$$a = a_1 \frac{\sqrt{\mu}}{p + 10^4 n} \quad (11)$$

avec $m = 5,6$ et a_1 variable avec la nature chimique ou physico-chimique de l'huile, a_1 variant pour les huiles utilisées dans les essais en question, de 17 à 22 en chiffres ronds.

La valeur de f peut se déduire de la formule (2) en utilisant pour a cette dernière relation, à la condition d'ajouter un terme f_1

$$f = f_1 + \frac{\mu V}{p} \frac{1}{a} \quad (12)$$

dont la valeur varie avec l'état des surfaces en jeu, mais qui peut être pris pour des conditions normales égal à une valeur de l'ordre de 0,05.

Ainsi la formule de Petroff est cette fois explicitée même pour le cas de surfaces parallèles, à part la valeur de f_1 qui dépend de l'état de rodage des surfaces et qui forcément ne peut être mis en formule.

Tout ce que nous pouvons dire au sujet de f_1 ,

c'est que des expériences de Planiol, nous avons pu tirer

$$f_1 = f_i + 0,2 \sqrt{\mu} + \Delta f_i.$$

f_i pouvant descendre à une valeur de 0,008 pour des surfaces faiblement chargées et parfaitement rodées.

Δf_i pouvant atteindre des valeurs de 0,02, 0,03 et 0,04 lorsque les surfaces ne sont pas parfaitement rodées et dressées.

L'indétermination subsiste donc quant à ce terme, et l'on conçoit qu'il ne puisse être fait appel qu'à une expérimentation directe ou à un chiffre moyen résultant d'un grand nombre d'observations pour des cas bien déterminés.

L'étude ne serait pas complète si elle ne s'accompagnait de la recherche:

1° Du point critique à partir duquel le régime fluide ou semi-fluide (celui qui s'installe entre surfaces parallèles) cesse d'exister;

2° De la loi de dissipation de la chaleur qui permet de résoudre le problème du calcul d'un palier refroidi par convection naturelle.

M. Leloup s'est efforcé d'élucider cette question de la façon la plus complète lorsqu'il s'agit de paliers.

La conclusion qu'il a tirée de ses recherches expérimentales est que la valeur $10^8 \left(\frac{\mu N}{p} \right)$ à partir de laquelle la loi de frottement change complètement allait grandissant quand p diminue, si bien que

$$\begin{aligned} \text{pour } \frac{l}{d} = 2 \quad 10^8 \frac{\mu N}{p} &= \frac{5.000}{d^{3/4} p^{3/4}} \\ \frac{l}{d} = 1 \quad 10^8 \frac{\mu N}{p} &= \frac{6.000}{d^{3/4} p^{3/4}} \end{aligned}$$

la loi étant pratiquement indépendante de la nature de l'huile employée.

Il résulte de là qu'en régime hydrodynamique l'huile n'intervient que par sa viscosité: trop

faible, elle peut conduire à une valeur de $\frac{\mu N}{p}$

inférieure à celle qui donne lieu au minimum du coefficient de frottement. A partir de ce moment, toute nouvelle augmentation de la température amène une nouvelle diminution de μ et partant un accroissement de f : l'équilibre thermique tend à ne plus s'établir.

Le remède dans ce cas, en dehors du refroidissement artificiel, ne peut être que dans l'emploi d'une huile plus visqueuse. Les praticiens avaient recours autrefois dans ce cas d'échauffement à l'addition d'une substance, tel le bleu de Prusse, neutre et finement pulvérisée, qui n'avait d'autre efficacité que celle d'augmenter artificiellement la viscosité.

Le problème du calcul des dimensions d'un palier en vue de réaliser une température de régime déterminée pour une température ambiante donnée ne peut être résolu, malgré les

connaissances que nous venons de coordonner, que si l'on dispose de la loi de dissipation de la chaleur.

L'égalité, en régime, entre la quantité de chaleur produite par le frottement, par centimètre carré de surface projetée du coussinet et par seconde, et la quantité de chaleur dissipée par seconde,

$$A p f V = \varphi(t_r - t_a)$$

ne peut être exprimée explicitement que si l'on connaît la fonction

$$\varphi(t_r - t_a).$$

Cette question qui n'avait pas reçu de solution générale satisfaisante paraît à présent résolue, grâce aux recherches du Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège.

Il est impossible d'entrer dans le détail des recherches effectuées; tout ce que l'on peut dire ici, c'est que la surface de l'arbre joue un rôle important dans la dissipation de la chaleur et que, quand on en tient compte, on peut coordonner de façon satisfaisante tous les faits observés en écrivant

$$p f V = k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a) + k'_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a)^4$$

S' désignant la surface extérieure du palier; S désignant la surface projetée du coussinet; k_0 et k'_0 étant deux coefficients dont l'un tient compte de la chaleur dissipée par convection, l'autre de la chaleur dissipée par rayonnement.

Ces coefficients peuvent être explicités pour chacun des cas qui se présentent dans une installation: tourillon d'extrémité, tourillon intermédiaire, ventilé ou non ventilé.

Ainsi à l'heure actuelle les connaissances acquises en un siècle dans le domaine du graissage forment un tout cohérent et suffisant pour permettre de prévoir les formes et dimensions à donner à un organe fondamental comme le palier.

On peut ajouter:

1° Qu'en régime hydrodynamique, la nature du métal n'intervient pas;

2° Qu'en régime onctueux, celui que l'on réalise quand la valeur de $\frac{\mu N}{p}$ tombe en dessous de la valeur qui conduit à f minimum, l'état de rodage des surfaces devient essentiel;

3° Qu'en régime semi-fluide, celui qui se réalise quand les surfaces en jeu sont strictement parallèles, il en est de même sauf pour les fortes viscosités ou les faibles pressions, cas pour lesquels la couche d'huile reste suffisamment épaisse pour que les rugosités n'entrent pas en jeu.

Ces conclusions supposent des surfaces parfaitement dressées et cylindriques dans le cas de l'arbre avec son coussinet.

Lorsque l'on a affaire à des coussinets à faible

portée, $\frac{l}{d} = 1$ pour fixer les idées, articulés, de manière qu'ils puissent suivre des déviations de l'arbre, le parallélisme des génératrices correspondantes des surfaces cylindriques est parfaitement réalisé: le rodage lui-même n'est pas nécessaire.

Avec les grandes portées au contraire, il faut compter sur le rodage qui amène progressivement les surfaces incurvées de l'arbre à se modeler dans le coussinet: de là, l'emploi de matériaux comme le métal blanc, qui facilitent et hâtent grandement le rodage.

Une conclusion qui ressort des recherches de façon péremptoire, c'est que les rainures en pattes d'araignée sont à proscrire et que, si pour des raisons de sécurité, on veut ménager des rainures dans le coussinet, il faut donner à celles-ci une orientation suivant les génératrices, et un emplacement en dehors de la zone des fortes pressions; le chanfreinage des bords sous un angle très faible est favorable.

Lorsque les règles que nous venons d'énoncer sont respectées, le couple de frottement dû à un palier lisse est à peine supérieur à celui d'un roulement à billes le plus perfectionné: il est en tout cas inférieur à celui-ci si l'on doit prévoir pour assurer l'étanchéité aux deux extrémités, comme c'est le cas habituel, des garnitures en feutre; le supplément de frottement que provoque la présence de ces feutres, dépasse le gain réalisé sur le palier lisse par le roulement lui-même.

Et ceci demande une explication car tout naturellement d'instinct, l'homme même cultivé au point de vue technique, voit dans le roulement à billes, le moyen de substituer au frottement de glissement le frottement de roulement. Et de fait, lorsqu'il s'agit de vitesses de rotation très faibles, comme celles qui se réalisent dans un pivot oscillant, le coefficient de frottement par lequel il faut multiplier la charge P pour obtenir le couple appliqué à l'arbre de rayon r

$$M_0 = P f r$$

est très petit, de l'ordre du millième, comme l'ont montré les expériences de M. Demars sur un pendule soutenu par un roulement à billes.

Mais, il n'en est plus ainsi quand la vitesse de rotation des billes devient appréciable: au frottement de roulement vient s'ajouter le frottement de la cage à billes sur les billes; ce frottement qui suit la loi de Petroff, pour faible qu'il soit, est appliqué à chaque bille, et le couple total qui grandit avec μV , devient grand. On retrouve pour f la loi linéaire en fonction de

$$\frac{\mu V}{P/2 r}$$

r désignant le rayon de l'arbre.

Le coefficient de frottement prend alors pour le roulement à billes des valeurs comparables à celles des paliers lisses, mais normalement un

peu plus faibles. Si au frottement du roulement à billes, on doit ajouter le frottement engendré par les feutres d'étanchéité, l'avantage disparaît presque totalement.

Le roulement à billes qui tend à se généraliser, n'a en définitive sur le palier lisse à faible portée, qu'un avantage certain, celui d'un moindre encombrement axial pour des ensembles comme la boîte de vitesse.

Lorsqu'on s'en tient au graissage par graisse consistante, il existe un autre avantage, celui de la disparition d'une sujétion : l'étanchéité latérale fondamentale pour le palier lisse à graissage continu.

Lorsque les démarrages sont fréquents, le palier à billes offre l'avantage d'un moindre couple au départ, tandis que le palier lisse enre-

gistre une infériorité qui n'existe pas dans le mouvement continu, celle de l'usure; car on peut dire que l'usure est nulle avec un coussinet lisse graissé abondamment, fonctionnant à une vitesse de rotation suffisante (supérieure à quelques tours par minute) pour se trouver en dehors du régime onctueux.

C'est sur une telle conclusion et en apportant des preuves palpables par les expériences du Laboratoire de Construction des Machines que je voudrais terminer mon rapport.

Je voudrais ajouter un vœu : celui de voir faire un effort plus grand qu'aujourd'hui pour développer ces connaissances, malgré tout assez complexes, dans l'enseignement technique, pour le plus grand bien de la technique mécanique.

CENTENAIRE

de l'Association des Ingénieurs
sortis de l'Ecole de Liège (A. I. Lg.)

CONGRÈS 1947

SECTION MÉCANIQUE

EDITEUR : A. I. Lg.
QUAI PAUL VAN HOEGAERDEN, 12
LIÈGE

**II. - RAPPORTS SUR LES PROBLÈMES GÉNÉRAUX
DE LA MÉCANIQUE**