

## AU SUJET DU COEFFICIENT DU FROTTEMENT FLUIDE

par Ch. HANOCQ, Ingénieur A. I. Lg,  
Professeur à l'Université de Liège

Dans le numéro du 15 janvier de la *R. U. M.*, M. Tilman a présenté un article sur le graissage fort intéressant dans la partie consacrée au frottement entre surfaces onctueuses, mais de nature à jeter une grande confusion dans les idées pour tout ce qui regarde le frottement entre surfaces «fluides», l'auteur n'ayant pas fait une distinction très nette entre le frottement «fluide» et le frottement «semi-fluide». Je voudrais m'appliquer dans ce qui va suivre à rétablir quelques idées fondamentales sur le graissage et à dégager quelques conclusions pratiques sur lesquelles je n'ai pu insister dans ma première étude (1).

En tout premier lieu, il faut se persuader qu'il ne peut y avoir de lubrification que si le fluide employé adhère à la paroi des surfaces lubrifiées : la propriété des huiles de graissage d'adhérer à la paroi, est une propriété *fondamentale* sans laquelle le fluide envisagé ne peut être considéré comme un lubrifiant. Mais il ne suffit pas pour avoir affaire au frottement «fluide» que le lubrifiant adhère aux parois, le frottement *fluide* ne peut se produire que si les surfaces en contact sont séparées par une couche de lubrifiant qui va en *s'amincissant de l'entrée vers la sortie en formant un véritable coin d'huile*.

La théorie hydrodynamique du graissage montre, en effet, que si les surfaces sont rigoureusement parallèles (ou concentriques s'il s'agit de surfaces cylindriques), l'équilibre ne peut exister entre les forces extérieures appliquées aux surfaces et les réactions dues au fluide qui s'écoule entre ces surfaces, que si la pression est nulle ou si la vitesse de déplacement devient infinie, deux cas limites qui ne peuvent être réalisés pratiquement.

Pour bien faire saisir le phénomène physique qui est à la base de cette théorie, j'envisagerai le cas particulier de deux surfaces cylindriques et concentriques séparées par une couche d'huile *d'épaisseur constante* : je pourrai faire comprendre ainsi comment s'introduit le coefficient  $\frac{\mu N}{p}$  de la théorie complète

(1) Voir à ce sujet, nos des 1<sup>er</sup> août, 1<sup>er</sup> et 15 septembre 1929 de la *R. U. M.*

et comment la condition d'adhérence est indispensable.

## CHAPITRE I

## Théorie élémentaire du graissage par film

Désignons par  $a$  la valeur  $(R-r)$  du jeu radial entre l'arbre et le coussinet et appelons  $F$  l'effort tangentiel appliqué à l'arbre ; cet effort résulte du glissement de celui-ci sur la couche d'huile et la loi de Newton permet de le calculer. La résistance qui s'oppose au glissement des deux couches fluides l'une par rapport à l'autre, peut s'exprimer par la relation :

$$R = \mu S \frac{dw}{dn}$$

dans laquelle  $\mu$ , le coefficient de proportionnalité est appelé coefficient de viscosité absolu du fluide envisagé,  $S$  étant la surface de contact,  $\frac{dw}{dn}$  représentant le gradient de vitesse par rapport à la normale aux surfaces.

Dans le cas présent, la surface envisagée a pour valeur  $\pi d l$ ,  $l$  étant la longueur du coussinet et  $d$  son diamètre. Quant au gradient de vitesse, on peut l'évaluer à  $\frac{w}{a}$ ,  $w$  représentant la vitesse périphérique de l'arbre et  $a$  le jeu. On admet en effet, que la vitesse des molécules du lubrifiant en contact avec l'arbre est celle de la périphérie de l'arbre, tandis que la vitesse des molécules du lubrifiant en contact avec le coussinet est nulle. C'est tout simplement supposer une adhérence parfaite de part et d'autre ; cette hypothèse admise, on voit que la variation de vitesse atteint  $w$  en passant du coussinet à l'arbre, c'est-à-dire sur une distance égale à  $a$ . Le gradient de vitesse atteindra donc  $\frac{w}{a}$  si la vitesse varie linéairement de la paroi du coussinet à la paroi de l'arbre et la théorie complète montre que pour le cas de deux surfaces parallèles il en est bien ainsi. Cela étant, nous pouvons poser

SOCIÉTÉ ANONYME BELGE DES  
FOURS STEIN ET COMBUSTION RATIONNELLE

LIÈGE, 68, Boulevard de la Sauvenière, 68, LIÈGE

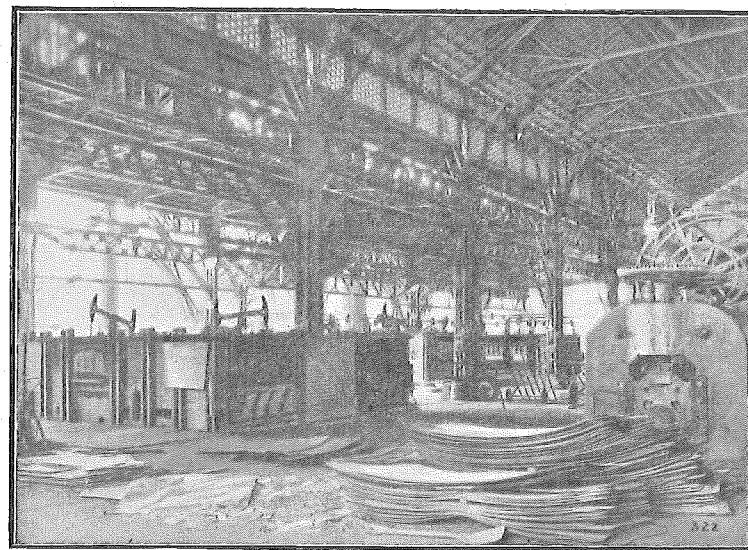
Téléph. : 109.47 : 2 lignes      Filiale de la S. A. des Appareils de Manufention et Fours Stein et de la S. A. La Combustion Rationnelle      Adr. Télégr. : FOURSTEIN-LIÈGE

Sièges Sociaux : 48, rue de La Boétie, PARIS (8<sup>e</sup>)

Succursales : LONDRES - GÈNES - BILBAO - NEW-YORK - MOUNT-VERNON - PITTSBOURG - DORTMUND

Fours et Gazogènes pour Métallurgie, Glaceries, Verreries, Industrie gazière, Céramique, etc.  
:: :: Fours chauffés aux gaz, aux huiles lourdes et au charbon pulvérisé :: ::APPAREILS A GAZÉIFIER CHAPMAN  
900 appareils en Europe — 1200 appareils en Amérique

APPAREILS DE GAZÉIFICATION INTÉGRALE, PRODUISANT GAZ A 3.300 CALORIES



FOUR A BIDONS ET A PLATINÉS

Enfourneuses et Défourneuses — Fours à bidons (système Hagan) — Fours céramiques — Fours pour produits chimiques — Fours tunnels — Installations de :: :: décaperie, sulfaterie et galvanisation — Fours électriques Héroult :: ::

Charbon pulvérisé pour chauffage de chaudières — :: — Centrales de pulvérisation  
Appareils individuels " Résolutor "Faible puissance absorbée. Remplacement des organes de broyage en 15 minutes  
125.000 mètres carrés de surface de chauffe installés en Belgique et en France

Dépoussiéreur de fumée " Duplex " système breveté :: Brûleurs à turbulence, système breveté

Transport pneumatique de charbon — Aspiration des poussières

Représentant également la Société d'Etudes et de Constructions Métallurgiques, 64, Rue La Boétie, Paris (8<sup>e</sup>).  
la S. A. Les Combustibles Liquides et Gazeux, 48, Rue La Boétie, Paris (8<sup>e</sup>).  
la Maison Hartmann à Offenbach sur Mein.Catalogues  
Notices  
et  
Listes  
de  
Références  
sur demandeNombreuses  
Installations  
visibles  
en  
Belgique  
et en  
France

$$F = \mu \pi dl \frac{w}{a}$$

et en déduire  $f$  qui a pour valeur  $\frac{F}{P}$

$$f = \pi \frac{1}{a} \frac{\mu w}{P/l d}$$

ou en désignant par  $p$  la pression spécifique par unité de surface projetée du coussinet,

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

et en remarquant que

$$w = \pi d N$$

$$f = 2\pi^2 \left(\frac{r}{a}\right) \frac{\mu N}{p} \quad (1)$$

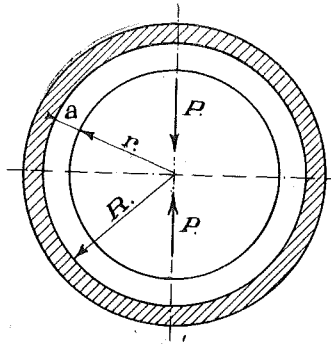


Fig. 1.

$N$  étant le nombre de tours par seconde.

Lorsque les centres ne coïncident pas, les surfaces ne sont plus parallèles et  $f$  n'est plus proportionnel à  $\left(\frac{\mu N}{p}\right) \frac{r}{a}$  mais devient une fonction de ce coefficient ainsi que le montre la théorie générale exposée dans l'article du 1<sup>er</sup> septembre 1929 de la *R. U. M.*

La figure 2 donne en pointillé l'allure de la courbe vraie de  $f \cdot \frac{r}{a}$  en fonction de  $\frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a}\right)^2$ ; elle est peu différente comme on voit, de la droite tracée en trait plein qui représente la fraction.

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

déduite de la formule 1.

Il existe toutefois, lorsque les centres ne coïncident pas, un fait plus important : c'est que le couple  $M_c$  dû au frottement appliqué au coussinet, n'est plus égal au couple  $M$  appliqué à l'arbre.

Si  $e$  désigne, en effet, la distance des centres, (figure 3), on peut remarquer que les forces élémentaires appliquées au coussinet provenant de la pression du fluide sont toutes dirigées suivant des rayons et passent par  $O'$  puisque normales au coussinet, tandis que les forces provenant de la viscosité du fluide sont tangentielles et donnent lieu à un couple que nous désignerons par  $M_c$ .

Par rapport au centre  $O$  de l'arbre, le moment des forces extérieures se ramène au moment par rapport à  $O'$  augmenté du moment de la force  $P$  appliquée en  $O'$ , c'est-à-dire le moment  $P \times e$ .

On a donc la relation

$$M = M_c + P \times e$$

En appelant  $f_c$  le coefficient de frottement défini par la relation

$$M_c = P f_c \times r$$

nous pourrions donc écrire que

$$P f r = P f_c r + P \times e$$

et en tirant

$$f = f_c + \left(\frac{e}{r}\right) \quad (2)$$

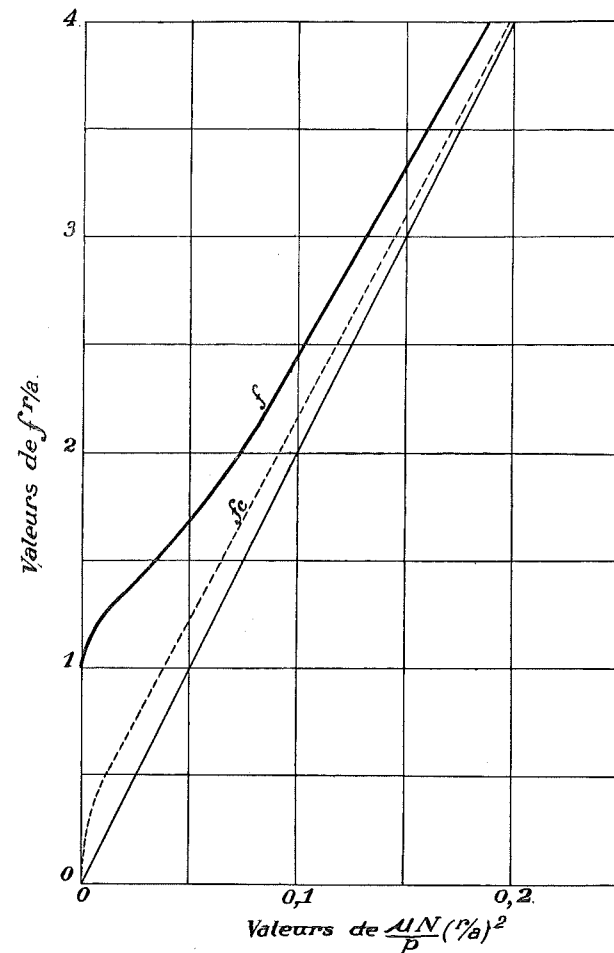


Fig. 2.

Cette relation que personne n'avait mise en relief jusqu'à présent, que nous avons établie en partant de la théorie hydrodynamique et que nous avons vérifiée expérimentalement, a permis d'écartier des contradictions en ce qui concerne la quantité de chaleur rayonnée par le palier. Les différences entre les valeurs de  $f$  et de  $f_c$  sont, en effet, loin d'être négligeables dans la région d'utilisation normale des paliers de transmission. Pour qu'on puisse s'en rendre compte, nous repro-

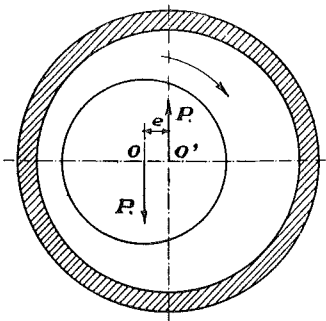


Fig. 3.

duisons le diagramme des valeurs déduites de la théorie, figure 2, en trait pointillé la valeur de  $f_c$ , en trait fort la valeur de  $f$ .

On voit que les courbes de  $f$  et de  $f_c$  se trouvent être asymptotiques à la droite fournie par l'équation. (1).

Cette théorie basée exclusivement sur les principes de l'hydrodynamique des fluides visqueux et sur l'hypothèse de l'adhérence parfaite du lubrifiant aux parois, permet d'étudier le cas du demi-coussinet qui se rapproche plus des conditions réelles de fonctionnement. Nous avons complété cette théorie en faisant intervenir l'influence du demi-coussinet supérieur qui, s'il ne joue pas de rôle dans la répartition des pressions sur le demi-coussinet inférieur, a pour effet d'augmenter le couple résistant et partant les coefficients de frottement  $f$  et  $f_c$ .

Ce sont les valeurs fournies par la théorie ainsi complétée que nous avons portées en ordonnées, figure 2.

### CHAPITRE II

#### Vérification expérimentale de la théorie. Valeur de $f$ dans le frottement fluide

Jusqu'à présent, cette distinction entre  $f$  et  $f_c$  n'avait jamais été faite et la plupart des expérimentateurs en évaluant le couple  $M_c$  appliqué au coussinet et en déduisant de là  $f_c$ , ont cru évaluer  $f$ . Or, d'après l'exposé ci-dessus, il ne peut y avoir pratiquement égalité entre les deux valeurs que si le jeu relatif est très faible, inférieur à 1/500 pour fixer les idées ou si les valeurs de  $\frac{\mu N}{p}$  sont très élevées.

Dans les limites d'utilisation habituelles pour les paliers de transmission, les valeurs de  $\frac{\mu N}{p}$  ne dépassent pas 250 et il peut se faire que la valeur de  $f$  atteigne trois et quatre fois la valeur de  $f_c$ .

Cette erreur a eu pour effet de jeter une grande confusion dans la coordination des résultats, particulièrement en ce qui concerne l'étude du rayonnement des paliers, question fondamentale et sur laquelle nous reviendrons à la fin de cette étude.

A l'heure actuelle, on peut dire qu'aucune question technique n'est mieux connue que celle du « frottement fluide », les expériences américaines confirmant entièrement, comme les nôtres, la valeur absolue de la théorie.

Lorsque le jeu relatif  $\frac{a}{r}$  tombe en dessous de  $\frac{1}{500}$  et les expériences ont été poussées jusqu'à des jeux de  $\frac{1}{2250}$ , les valeurs expérimentales de  $f$  paraissent augmenter d'une quantité constante, quel que soit  $\frac{\mu N}{p}$ , mais qui va croissant rapidement à mesure que le jeu relatif diminue.

Il semblerait ainsi qu'aux résistances dues au frottement fluide que nous venons d'analyser, viendrait s'ajouter une résistance constante, comme dans le frottement « sec »,

Lorsque  $\frac{\mu N}{p}$  devient faible, les lois du frottement se modifient profondément: le coefficient de frottement va croissant rapidement quand  $N$  diminue ou que  $P$  croît.

Cette limite, d'après les expériences américaines, ne dépend pas du jeu relatif  $\frac{a}{r}$  et nous avons pu déduire la loi approximative suivante :

$$\left(\frac{\mu N}{p}\right)_{\text{limite}} = 10^{-7}$$

Comment varie  $f$  en dessous de cette limite, nous ne pouvons le dire avec les documents dont nous disposons, et nous nous proposons d'étudier cette période en utilisant un pendule porté par un axe reposant sur un palier normal. Il est possible que l'on passe insensiblement du régime correspondant au régime fluide au régime correspondant au régime onctueux ou semi-fluide que M. Tilman a, sans le dire, et en faisant quelques confusions par moment, étudié exclusivement.

### CHAPITRE III

#### Etude du frottement semi-fluide

On peut se demander quand se produit le frottement semi-fluide : lorsque la couche d'huile ne peut se maintenir entre les surfaces que sous une épaisseur très faible de l'ordre du micron. Le cas se produit lorsque les vitesses de glissement sont très faibles, lorsque les pressions sont très grandes et dans tous les cas où les surfaces en contact par l'intermédiaire de la couche d'huile sont rigoureusement parallèles.

Le cas de la vis sans fin envisagé par M. Tilman est bien celui des surfaces parallèles. Aussi le coefficient de frottement qui ne dépasse pas 0,01 dans les paliers, monte-t-il à 0,1, preuve évidente que l'on ne peut pas confondre un régime avec l'autre.

Dans le cas de la vis sans fin, les diagrammes publiés montrent clairement que dans certaines limites, la valeur de  $f$  est indépendante de la valeur de  $\mu$  alors que dans le cas du palier où se réalise le frottement fluide,  $f$  est directement proportionnel à  $\mu$ .

Comment  $f$  varie-t-il en fonction de la pression lorsqu'on a affaire au frottement semi-fluide ? Aucun des documents publiés, en tout cas, ne permet de le dire. En opérant avec des vis sans fin avec des charges croissantes, il eût été possible pourtant d'établir une relation entre  $f$  et  $p$ ,  $\mu$  restant constant.

Il est évident que la question est très complexe, d'autant plus que la théorie hydrodynamique est ici impuissante à prédéterminer la forme de la fonction donnant la loi de variation de  $f$  avec  $\mu$ ,  $N$ ,  $p$ .

Nous nous proposons pour élucider cette question de poursuivre des expériences au moyen de l'appareil suivant que nous avons employé en 1928 déjà, mais que nous avons dû modifier pour permettre la mise en régime au point de vue de la température.

Dans cet appareil schématisé figure 4, le rotor est entraîné à une vitesse constante N avec un moteur parfaitement taré et les palettes sont pressées sur la paroi de l'enveloppe avec une force F facile à déterminer en fonction de N.

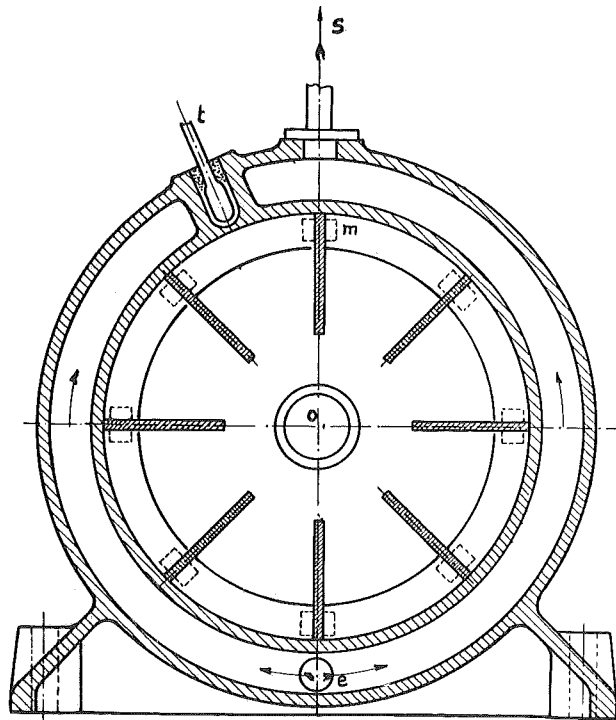


Fig. 4.

La température de la paroi est donnée par un thermomètre isolé et dont la partie inférieure de la cuvette est en contact avec le métal à une distance de 3 ou 4 mm. de la paroi intérieure. Par une circulation d'eau symétrique et convenablement disposée, nous espérons réaliser une température pratiquement uniforme sur toute la périphérie. En vue de pouvoir faire varier la pression spécifique, nous avons prévu des palettes munies de masses additionnelles.

Nous pourrions évaluer l'épaisseur de la couche d'huile : en nettoyant la paroi interne à la benzine, puis en passant un tampon d'ouate imbibé d'huile sur toute la surface, par pesée du tampon avant et après l'opération nous pourrions évaluer la quantité d'huile répartie sur toute la surface ; l'épaisseur de la couche s'en déduira immédiatement.

En opérant ensuite avec un graissage plus abondant nous pourrions voir si l'on ne retrouve pas les conditions de fonctionnement correspondant au frottement fluide. On peut craindre, en effet, que la surface portante de la palette n'ayant pas la courbure

du rotor et le centre de courbure ne coïncidant pas avec le centre de l'arbre, il se forme un « coin d'huile ». Nous pourrions, en tout cas, en opérant dans les deux sens de rotation, mettre en relief l'influence de la forme de la surface des palettes.

En attendant, nous pouvons fournir une preuve de plus de la nécessité de réaliser un film d'huile continu d'épaisseur appréciable pour assurer l'existence de ce régime.

Dans les organes à mouvements alternatifs des machines à piston, on est forcé, pour éviter les chocs, de réduire les jeux à une très petite fraction de mm, c'est-à-dire de se contenter de jeux relatifs très inférieurs à  $\frac{1}{1000}$  et souvent à  $\frac{1}{2000}$ .

M. Brillié a montré que l'on pouvait réaliser des diminutions importantes du coefficient de frottement en remplaçant dans les coussinets les pattes d'araignées que la pratique semblait avoir consacrées et dont l'effet était au fond de détruire le film d'huile, par des rainures axiales à bords chanfreinés comme l'indique la fig. 5. Par ce procédé on provoque la formation d'un « coin d'huile » et on réalise des conditions de fonctionnement analogues à celles obtenues dans un coussinet à jeu relatif élevé, sur une série d'arcs répartis à la périphérie, la pression spécifique pouvant atteindre le long de ces arcs, des valeurs  $p_m$  très élevées.

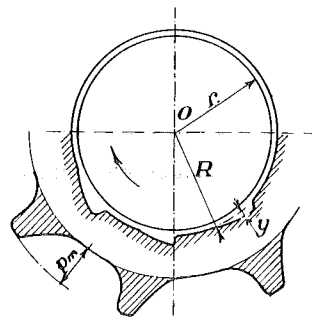


Fig. 5.

Il est possible, comme le montre M. Brillié, d'obtenir, de cette manière, un très fort abaissement du coefficient de frottement et partant des économies de puissance très appréciables.

**Conclusions**

A. En ce qui concerne le coefficient de frottement. — Nous voudrions énoncer comme suit les conclusions qui ne nous paraissent pas contestables en ce qui concerne le frottement fluide :

1. Les lois du frottement fluide sont, à l'heure actuelle, parfaitement connues et l'on peut dire que le coefficient de frottement est exclusivement fonction.

a) du coefficient  $\frac{\mu N}{p}$  s'il s'agit de surfaces cylindriques,  $p$  désignant la pression spécifique (par unité de surface projetée)

b) du coefficient  $\frac{\mu V}{P}$  s'il s'agit de surfaces planes,  $P$  désignant l'effort par unité de largeur des blocs.

2. Lorsqu'il s'agit de surfaces cylindriques et que le jeu radial relatif est très faible, inférieur à  $\frac{1}{500}$  pour fixer les idées, le coefficient de frottement ainsi calculé doit être augmenté d'une quantité constante fonction de ce jeu ;

3. En dessous d'une certaine valeur de  $\frac{\mu N}{p}$  ou  $\frac{\mu V}{P}$  le régime d'écoulement se modifie et les lois du frottement, totalement différentes de celles du régime précédent, sont à l'heure actuelle, mal connues.

4. Tant que le régime d'équilibre hydrodynamique se maintient entre les surfaces, la seule qualité du lubrifiant qui intervient est la viscosité, et peut-être la conductibilité qui permet à la chaleur de passer plus aisément de l'arbre au coussinet, ce qui peut abaisser, toutes choses égales, la température, de régime du palier.

En ce qui concerne le frottement semi-fluide qui correspond au cas du frottement entre deux surfaces onctueuses pour lesquelles l'équilibre hydrodynamique du fluide lubrifiant n'est plus possible, on peut dire

1. qu'entre certaines limites, le coefficient de frottement est indépendant du coefficient de viscosité, mais que ce coefficient de frottement peut varier d'une huile à une autre alors même que le coefficient de viscosité n'aurait pas varié. Ceci ressort des diagrammes indiqués dans l'article du 15 janvier de la R. U. M.

2. qu'il résulte de cette constatation que, dans ce régime, la nature chimique du lubrifiant intervient ;

3. qu'à l'heure actuelle, toutefois la loi de variation du coefficient de frottement en fonction de la pression et de la vitesse n'est pas connue ;

4. qu'en tout état de cause le coefficient de frottement est de l'ordre de 0,1 alors que le coefficient de frottement fluide est de l'ordre de 0,01.

Cette dernière conclusion suffit à faire comprendre qu'il ne peut être question de confondre les deux régimes.

B. En ce qui concerne la température de régime. — En ce qui concerne la loi qui fixe la quantité de chaleur dissipée par le palier en fonction de la différence entre la température  $t_r$  de l'huile et de la température ambiante  $t_a$ , nous tenons à faire remarquer :

1. qu'aucune méthode indirecte ne saurait faire connaître cette loi en fonction de la différence  $t_r - t_a$ , parce qu'il est impossible de réaliser des conditions d'écoulement de la chaleur identiques à celles qui se trouvent réalisées pendant le frottement de l'arbre dans le palier,

2. que la valeur de  $f$  ayant été confondue avec  $f_c$  par les expérimentateurs qui nous ont précédé,

la quantité de chaleur produite par  $\text{cm}^2$  de surface projetée du coussinet qui était calculée par le produit

$$A p v f_c$$

ne peut représenter la quantité de chaleur dissipée par seconde et par  $\text{cm}^2$  de surface du coussinet ;

3. qu'au contraire en partant des valeurs trouvées par l'évaluation du produit

$$A p v f$$

on est conduit à une courbe absolument régulière qui peut se traduire par la relation ( $p v f$  étant donné en  $\text{kgcm}^2/\text{sec.}$ )

$$p v f = \frac{1}{3} (t_r - t_a) + 4.10^{-6} (t_r - t_a)^4$$

4. que cette loi ne s'est pas seulement vérifiée pour le palier lisse, mais encore pour le palier à billes, tout au moins si on rapporte la quantité de chaleur dissipée à la surface totale extérieure du palier, dans l'un comme dans l'autre cas.

Deux observations doivent être faites :

A. La première que la quantité de chaleur dissipée par  $\text{cm}^2$  de surface extérieure serait plus grande avec le palier à billes qu'avec le palier lisse : ceci s'expliquant par le fait que la chaleur produite sur le chemin de roulement intérieur peut se dissiper beaucoup plus facilement que dans le palier lisse puisqu'elle trouve pour passer à l'extérieur, le contact direct, peut-on dire, des billes sans autre interposition qu'une couche d'huile de l'ordre du micron ;

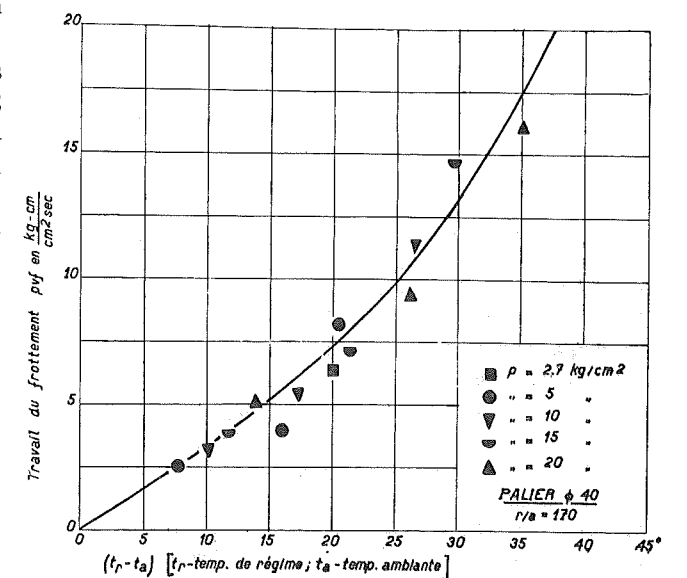


Fig. 6.

B. La seconde c'est que la quantité de chaleur dissipée croît plus rapidement que ne l'indiquerait la différence des 4<sup>es</sup> puissances des températures absolues

$$T_r^4 - T_a^4$$

que la loi de Stefan fait prévoir; mais il faut remarquer qu'ici à mesure que la température  $t_r$  croît, l'étendue des surfaces rayonnantes grandit : la conductibilité déterminant, en effet, une élévation de température sensible sur le milieu ambiant de surfaces de plus en plus étendues, il en résulte forcément que la quantité de chaleur doit croître plus rapidement que ne l'indiquerait la formule classique valable pour une surface constante.

Il n'est pas inutile pour terminer de faire observer que les chiffres fournis par la courbe de la figure 6 conduisent à une quantité de chaleur exprimée en kgcm

$$pvf = 10 \text{ kg-cm/cm}^2 \text{ sec}$$

pour une différence de température de

$$t_r - t_a = 25^\circ$$

soit  $45^\circ$  avec une température ambiante de  $20^\circ$  tandis que pour

$$pvf = 20 \text{ kg-cm/cm}^2 \text{ sec}$$

cette différence atteint

$$t_r - t_a = 37^\circ 5$$

soit  $57^\circ 5$  avec une température ambiante de  $20^\circ$ .

Or si on remarque que dans la région d'utilisation,  $f$  est voisin de 0,01 pour des valeurs de  $\frac{r}{a}$  entre 200 et 500, on peut traduire ainsi ces résultats :

*Si l'on veut maintenir la température de régime à  $45^\circ$ , pour une température de l'air ambiant de  $20^\circ$ , il faudra limiter  $pv$  à  $10 \text{ kgm/cm}^2 \text{ sec}$ . ; si l'on veut rester en dessous de  $57,5^\circ$  avec les mêmes  $20^\circ$  de température ambiante, il faudra limiter  $pv$  à  $20 \text{ kgm/cm}^2$ .*

C'est sous cette forme qu'on avait l'habitude de condenser, dans la pratique, le fruit de l'expérience acquise ; et il faut ajouter que les expériences systématiques auxquelles nous nous sommes livré pendant plusieurs années, viennent confirmer la portée non seulement de la méthode, mais la valeur des chiffres généralement admis.

Il faut toutefois, pour que les températures de  $45^\circ$  et de  $57^\circ 5$ , ne soient pas dépassées, que  $10^8 \frac{\mu N}{p}$  ne descende pas en dessous de 20 et ne dépasse pas une valeur de 125 le jeu relatif restant compris entre  $\frac{1}{200}$  et  $\frac{1}{500}$ .

## QUELQUES REMARQUE SUR LA MÉTALLOGÉNIE DES GISEMENTS DE CUIVRE DU KATANGA ET DE LA RHODÉSIE SEPTENTRIONALE <sup>(1)</sup>

par M. ANDRÉ DEMAY,

Ingénieur en chef des Mines  
Professeur de Géologie générale et appliquée  
à l'Ecole Nationale supérieure des Mines de Saint-Etienne

En tenant compte des travaux antérieurs et des observations que j'ai pu faire au Katanga en 1929 après le Congrès géologique international de Pretoria <sup>(2)</sup>, je me propose de présenter quelques remarques sur la métallogénie de la région cuprifère du Katanga et de la Rhodésie septentrionale.

Les caractères descriptifs, publiés ou inédits figurent seulement dans la mesure où ils sont nécessaires à la discussion. J'ai voulu surtout mettre en évidence l'unité géologique de la région cuprifère katango-rhodésienne et ses caractères généraux, dégager dans la mesure où les connaissances actuelles le permettent

les conditions métallogéniques, marquer enfin les rapports et les différences entre le Katanga et la Rhodésie septentrionale.

### I. — Position de la région cuprifère dans la tectonique générale africaine

En Afrique australe ou équatoriale, l'orogénèse post-dévonienne, que l'on peut appeler hercynienne comme dans l'hémisphère nord, comporte essentiellement une phase triasique. Elle donne naissance aux plis serrés, parfois déversés vers le nord, de la chaîne du Cap. Plus au nord, elle se traduit seulement par des plis de fond et de couverture à grand rayon et par des cassures. C'est à des mouvements de ce type et de cette époque que l'on doit attribuer l'ondulation synclinale de la grande cuvette du Karroo puis un large anticlinal de fond où affleurent les schistes, gneiss et granites du socle ancien plissés avant l'époque du Witwatersrand et sa couverture antérieure au système du Karroo. Cette bande comprend en parti-

<sup>(1)</sup> Mémoire présenté au VI<sup>e</sup> Congrès International des Mines, de la Métallurgie et de la Géologie appliquée (Section de Géologie appliquée).

<sup>(2)</sup> Je tiens à remercier les Directeurs, Ingénieurs et Géologues du Comité spécial du Katanga et de l'Union Minière du Haut-Katanga qui ont facilité ma visite, indépendante pour la plus grande part de la visite officielle qui fut organisée après le Congrès de Pretoria.

REVUE UNIVERSELLE

DES

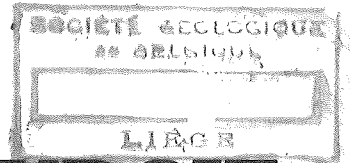
# MINES, DE LA MÉTALLURGIE = DES TRAVAUX PUBLICS =

DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

*paraissant le 1<sup>er</sup> et le 15 de chaque mois*

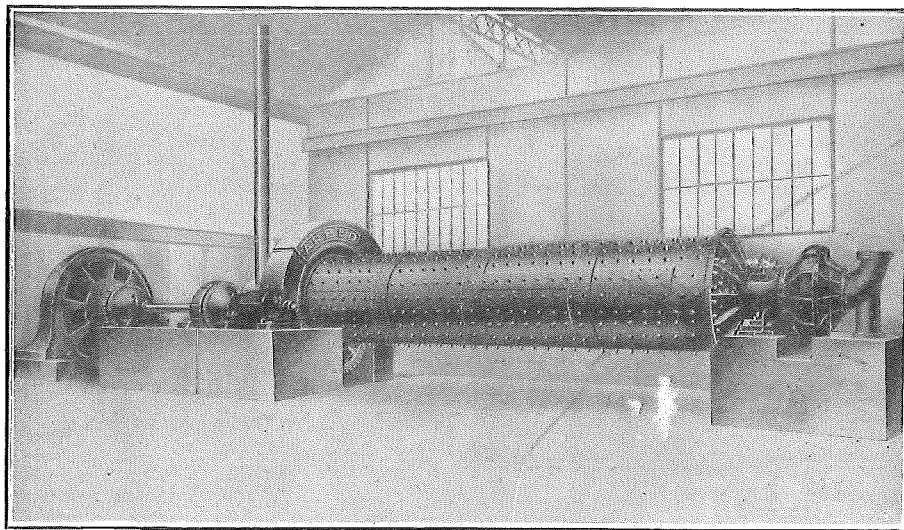
ORGANE DE L'ASSOCIATION DES INGÉNIEURS SORTIS DE L'ÉCOLE DE LIÈGE (A.I.Lg.)

AFFILIÉ A L'UNION DE LA PRESSE PÉRIODIQUE BELGE, UNION PROFESSIONNELLE RECONNUE

*publié sous la direction du Comité Scientifique de l'A.I.Lg.*

## ARBED-CONCASSAGE

CONCASSEURS ET BROYEURS DE CONSTRUCTION PERFECTIONNÉE  
POUR LES TRAVAUX PUBLICS, LES MINES ET L'INDUSTRIE



▣ ▣  
*Etudes*  
*et*  
*Devis*  
*Gratuits*  
▣ ▣

▣ ▣  
*Catalogues*  
*illustrés*  
*sur*  
*demande*  
▣ ▣

APPAREILS AUXILIAIRES ET INSTALLATIONS D'ENSEMBLE

### LA BELGO-LUXEMBOURGEOISE S. A.

9, QUAI DU COMMERCE

BRUXELLES

TÉL. : 180.76

14

414 R 24

SOMMAIRE : *Mémoire* : HANOCQ, Ch., Au sujet du coefficient du frottement fluide, p. 33. — DEMAY, A., Quelques remarques sur la métallogénie des gisements de cuivre du Katanga et de la Rhodésie septentrionale, p. 38. — *Bulletin* : TOUWAIDE, R., L'attaque des couloirs oscillants par moteurs électriques, p. 46. — *Revue des Périodiques techniques*, p. 52 à 62. — *Bibliographie*, p. 63. — *Voir sommaire détaillé page 64.* — *Répertoire des annonces*, p. A. C. D. du premier carnet

DÉPOSITAIRE POUR LA FRANCE ET SES COLONIES  
LIBRAIRIE H. LE SOUDIER  
174-176, BOULEVARD SAINT-GERMAIN  
PARIS (6<sup>e</sup>)

RÉDACTION ET ADMINISTRATION  
16, QUAI DES ÉTATS-UNIS, 16, LIÈGE  
TÉLÉPHONE : 117.70  
COMPTE CHÈQUE POSTAL N<sup>o</sup> 24.620

