

# REVUE UNIVERSELLE DES MINES

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

72<sup>me</sup> Année. N° du 1<sup>er</sup> Août 1929

8<sup>me</sup> Série — Tome II — N° 3

## LES RECHERCHES EXPÉRIMENTALES DU LABORATOIRE DE CONSTRUCTION DES MACHINES SUR LE “ FROTTEMENT FLUIDE ” <sup>(1)</sup>

par Ch. HANOCQ

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

### INTRODUCTION

**Le rôle de la science dans l'industrie.  
L'importance du problème de graissage et les  
possibilités au sujet de son étude systématique.**

En présence des progrès considérables réalisés depuis le début de ce siècle dans le domaine de la physique, progrès qui ont abouti à la mise au point des théories modernes sur la constitution de la matière et ont donné lieu à de merveilleuses réalisations, comme celles de la téléphonie sans fil et de la télévision, on hésite quelque peu à dresser le bilan de ce que nous devons à la mécanique dans ces trente ou trente-cinq dernières années.

Et pourtant que de progrès dans la production de l'énergie et plus encore dans les moyens de transport ! Mais beaucoup de ces progrès dont les ingénieurs peuvent d'ailleurs s'enorgueillir, se présentent comme le résultat d'une intégration d'améliorations infiniment petites qui ne doivent rien ou peu à la science proprement dite.

Que sous l'influence de celle-ci, les tâtonnements se soient faits plus systématiques, que les moyens de mesure de plus en plus précis aient permis d'en hâter l'évolution, cela ne fait aucun doute, mais en fait, qu'on le regrette ou non, les progrès d'ordre mécanique apportés dans le domaine de la fabrication, dont sont sortis en définitive le moteur d'automobile et le moteur d'avion, n'ont été la conséquence ni de recherches de laboratoire, ni de recherches d'ordre mathématique <sup>(2)</sup>.

Tout autre il est vrai, est la situation, si l'on envisage les progrès réalisés dans la conception même des appareils et des machines ; là, en effet, on peut dire

que toutes les améliorations récentes sont sorties d'études systématiques, scientifiques, des éléments de machine ou des machines elles-mêmes, que les travaux de recherche entrepris aient eu pour but de fixer les formes les plus appropriées aux conditions de sollicitation ou qu'ils aient eu en vue de fixer les conditions de meilleures utilisations ou les coefficients propres à la détermination à priori des dimensions répondant le mieux aux problèmes posés.

La nécessité, j'ajouterais la possibilité de la collaboration de la science et de l'industrie, s'est surtout affirmée depuis l'introduction des turbo-machines dans le domaine de la grande exploitation industrielle ; et cela d'une part parce qu'en présence de responsabilités grandissantes, les constructeurs se sont vus dans l'obligation d'appuyer leurs calculs sur des études théoriques ou expérimentales de plus en plus approfondies, et d'autre part, parce que, avec les turbo-machines, les phénomènes étudiés devenaient d'une simplicité suffisante pour pouvoir être soumis à l'analyse mathématique.

Pour comprendre la première raison, il suffit de penser à l'importance des capitaux mis en jeu dans des réalisations comme celles de la maison Brown-Boveri en matière de turbines à vapeur lorsqu'elle aborde la construction d'unités de 100.000 chevaux et plus. En ce qui concerne le second point, il est nécessaire pour préciser ma pensée, que je fasse ressortir combien au point de vue théorique, les phénomènes qui se passent dans la machine à piston sont complexes à côté de ceux auxquels on a affaire dans les machines rotatives, combien l'alternance du flux, la variation périodique des vitesses, des pressions, des températures rendent impossible, peut-on dire, une étude un peu rigoureuse des phénomènes physiques dont le cylindre est le siège. Remarquez d'ailleurs qu'aucune tentative n'a jamais été faite pour évaluer en fonction de la surface et du volume de l'espace mort la consommation réelle de la machine à vapeur à piston, ou encore pour déterminer en fon-

<sup>(1)</sup> Conférence faite à la Section de Liège de l'A. I. Lg., le 3 mars 1929.

<sup>(2)</sup> Il faut faire exception pour l'étude relative aux angles de coupe et laisser de côté les progrès réalisés dans la fabrication des aciers rapides qui n'ont rien à voir avec la mécanique.

tion de ces deux facteurs, le degré de détente et le degré de compression les plus favorables. Si par la voie expérimentale il a été possible d'établir comme l'a fait Dwelshauvers, le bilan des échanges avec la paroi, il n'a pas été possible d'en généraliser les déductions au point de pouvoir tirer des chiffres observés dans le laboratoire, sur une machine de faibles dimensions, le bilan probable sur une machine plus puissante, tournant plus vite ou plus lentement. Quelle différence à ce point de vue avec la machine rotative dont chaque point conserve, lorsqu'elle se trouve en régime, la même température, est soumis à la même pression, et pour laquelle, comme l'a établi Rateau il y a près de 40 ans, des lois de similitude relativement rigoureuses existent, qui permettent de connaître par des essais sur une machine réduite, les résultats que l'on peut attendre d'une machine puissante destinée à la clientèle. Aussi la généralisation (sans laquelle il n'y a pas de science proprement dite), impossible ou presque impossible sous le règne de la machine à piston, a-t-elle produit des fruits extraordinaires sous le règne des turbo-machines.

Le rôle de la science s'est donc élargi considérablement depuis un quart de siècle, sans que nos constructeurs s'en soient toujours rendu compte exactement, tant ils restent pénétrés de la valeur des méthodes empiriques anciennes.

Est-ce à dire que la science peut ici comme dans le domaine de la chimie enfanter de nouvelles conceptions ? Si on peut dire qu'en principe rien ne s'y oppose, il faut bien constater que dans la réalité, les faits se chargent de répondre non, puisque à une ou deux exceptions près, on peut affirmer que les réalisations ont toujours précédé le développement des idées théoriques et des expériences systématiques.

Les raisons de cette différence essentielle entre le rôle du laboratoire de mécanique et celui du laboratoire de chimie sont multiples ; mais on peut en tout cas faire cette remarque que dans la mécanique, il est impossible de se contenter de réalisations fragmentaires, que la machine qui a une vie propre ne peut exister sans posséder la perfection dans le détail, ce qui écarte toute possibilité de réalisation de principe ; c'est en plus, tout au moins pour la machine à piston, que la réalisation en petit sur modèle ne peut avoir de signification, de réelle valeur, au point de vue pratique.

Cet empirisme inéluctable dans la mise au point qui était l'apanage de la mécanique des machines à piston plus particulièrement, tient comme on le voit, à l'impossibilité d'analyser les phénomènes dans toute leur complexité au point de pouvoir déterminer, à priori, l'influence des différents facteurs et les conséquences d'une action sur l'un d'entre eux, au point de vue du fonctionnement de l'ensemble.

Pour préciser davantage cette idée que je défends ici, je montrerai comment, rien qu'au point de vue du graissage, l'introduction de la machine rotative du type turbo-machine, a simplifié, du point de vue scientifique, les problèmes qui se posent.

Tandis que dans la machine à piston les surfaces frottantes comportent outre les nombreuses articulations du mécanisme principal bielle-manivelle et de la distribution, les organes d'étanchéité du piston et parfois le piston lui-même, dans la turbo-machine ces surfaces se ramènent strictement aux portées cylindriques des paliers portant le rotor.

Alors que dans la machine à piston l'étude du phénomène de graissage entre des surfaces subissant des variations périodiques de pression, est très complexe pour ne pas dire impossible à analyser, dans les turbo-machines le fait que la réaction du coussinet sur l'arbre est constante, simplifie les conditions de fonctionnement au point que l'examen du problème peut être abordé par la voie mathématique comme je le montrerai bientôt.

Dans la machine rotative du type de la turbo-machine, l'absence de tout contact entre la partie mobile et la partie fixe, en dehors des surfaces portantes des paliers, permet d'écarter tout graissage des surfaces exposées à l'action de la vapeur ; et cette circonstance n'est pas seulement favorable au point de vue exploitation, elle l'est aussi au point de vue construction puisqu'elle écarte une incertitude très réelle qu'aucune théorie, aucune expérience systématique isolée, ne saurait faire disparaître. Tout ce qu'on peut faire lorsque, comme dans la machine à piston, il faut assurer le graissage de surfaces en contact avec la vapeur, c'est une étude systématique pour chaque type de machine, des points de graissage, des quantités d'huile à débiter, de la qualité à employer et les conclusions ne peuvent être généralisées qu'avec une extrême prudence.

On peut dire que la disparition de ce problème du graissage dans les turbo-machines, a permis de faire passer dans le domaine de la pratique, des conceptions théoriques des plus audacieuses avec le minimum de risques ; tel cet ensemble merveilleux au point de vue mécanique de la turbine *Ljungström*, défi vivant, peut-on dire, à la pratique ancienne.

Ainsi à l'heure actuelle, les possibilités de la science dans le domaine de la mécanique, se sont considérablement élargies ; malheureusement il ne semble pas que les constructeurs aient toujours compris l'importance de cette évolution et au moment où un appel retentissant vient d'être fait à la collaboration de la science et de l'industrie, l'impression est que la plupart n'attendent rien pour leur part, de cet effort. Et pourtant si nous ne voulons pas renoncer à toute initiative, à tout progrès, si nous n'acceptons de nous mettre dans bien des cas à la remorque des constructeurs étrangers, en nous bornant à exécuter leurs conceptions, il faudra bien comprendre que des méthodes nouvelles sont nécessaires.

#### CHAPITRE I

##### Méthodes employées dans l'étude du frottement fluide

Après ces quelques considérations d'ordre général que je viens d'émettre en manière d'introduction, sur les rapports possibles de la science et de l'industrie

dans le domaine de la mécanique moderne, je voudrais aborder d'une façon relativement précise et suffisamment développée, l'étude que j'ai poursuivie depuis près de huit années sans désespérer, avec le concours de mes assistants, sur le frottement fluide ; non seulement parce que la question est d'importance mais parce que son exposé me permettra de montrer par un exemple concret, les difficultés inhérentes à de pareils essais et l'impossibilité de les incorporer d'une manière systématique dans des recherches industrielles proprement dites.

J'entends par frottement fluide le frottement qui se développe entre surfaces abondamment lubrifiées lorsque ces surfaces sont disposées l'une par rapport à l'autre, de façon qu'il se forme entre elles un véritable « film » d'huile.

Cette expression de *frottement fluide* peut se justifier par le fait qu'elle est opposée à cette autre, consacrée depuis longtemps par l'usage, de *frottement sec*, utilisée pour désigner le frottement entre surfaces parfaitement sèches, dépourvues de toute trace de matière lubrifiante. Elle explique également l'expression *frottement sem-fluide* employée pour préciser le frottement qui se développe entre deux surfaces onctueuses ou faiblement lubrifiées.

Comme nous le démontrerons dans la suite, la formation d'un « film » d'huile entre les surfaces, n'est possible dans des conditions de fonctionnement bien déterminées qui ne se trouvent réunies strictement parlant, que dans les paliers lisses et dans les paliers de butée genre Mitchell : sans la présence de cette couche continue de lubrifiant, le frottement fluide ne peut se réaliser.

Lorsque la formation du film d'huile est rendue impossible par les conditions de fonctionnement, les lois du frottement sont totalement modifiées au point que le coefficient de frottement prend des valeurs 10, 15 et 20 fois plus fortes : l'intérêt que présente le problème de la recherche tant théorique qu'expérimentale, des lois du frottement du fluide et des conditions particulières qu'il convient de réunir pour assurer sa réalisation, apparaît donc comme fondamental dans le domaine de la mécanique.

Dans le but de rendre cet exposé plus accessible et plus suggestif, j'indiquerai tout d'abord la genèse des recherches entreprises à cette fin au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège, puis je suivrai, pas à pas, les différentes phases de leur développement.

Chargé du cours de construction des machines en 1919, j'avais été amené en vue de rédiger les notes relatives à cet important chapitre du graissage, à grouper les documents les plus récents sur cette question, épars dans les revues techniques, et j'avais éprouvé une certaine déception en constatant

non seulement des contradictions formelles dans certaines déductions, mais encore l'impossibilité d'en déduire des règles pratiques pour le calcul des surfaces portantes.

Tout soupesé, il semblait que le plus sûr, et le plus simple en tout cas, était de s'en tenir aux règles anciennes, un peu dépourvues de base scientifique, il faut bien le reconnaître, et qui peuvent se traduire ainsi : s'assurer que

1° La pression spécifique  $p$  est inférieure à une valeur limite, variant suivant que l'effort appliqué est constant, ou qu'il subit des variations périodiques ;

2° La valeur du produit  $p v$  de la pression spécifique (moyenne pour une période si l'effort varie) par la vitesse périphérique du tourillon, reste inférieure à une valeur limite.

Ma préoccupation d'apporter quelques précisions au sujet de cette question du calcul des surfaces portantes dans les transmissions, m'incitait donc à entreprendre des essais ; et comme un crédit impor-

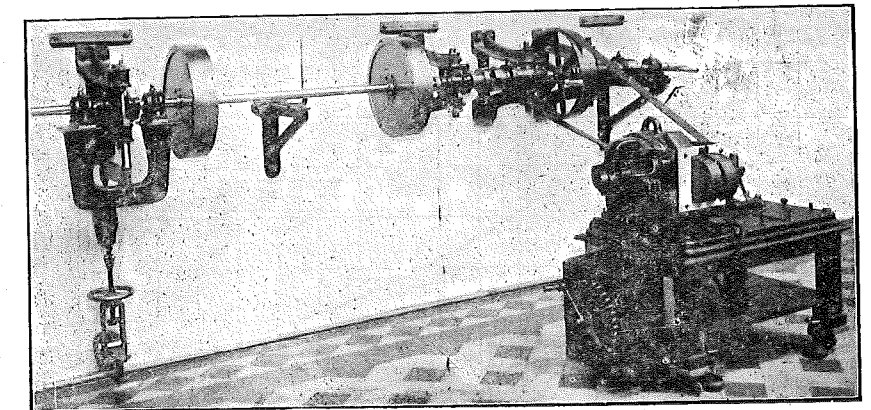


Fig. 1

tant venait d'être mis à ma disposition en vue de la reconstitution des collections de construction des machines dévastées par l'occupant, je décidai d'en consacrer une partie à l'achat de paliers de différents types, à l'installation d'une transmission permettant à la fois l'étude du fonctionnement et la recherche du coefficient de frottement propre aux paliers du commerce.

J'ai rappelé dans l'étude sur les paliers à billes, publié dans les numéros du 1<sup>er</sup> avril et du 1<sup>er</sup> mai 1927 de la *R. U. M.* comment grâce aux larges subsides qui m'ont été accordés par la Commission du Patrimoine de l'Université de Liège, ce laboratoire avait pu se développer.

La photographie (fig. 1) fait voir l'un des tronçons de transmission établis en vue des recherches dont je compte entretenir aujourd'hui les membres de la section de Liège de notre Association.

Comme on peut s'en rendre compte ce tronçon est mis en mouvement par un embrayage à griffes au moyen d'un arbre d'attaque commandé par un moteur électrique à vitesse variable ; un tronçon analogue

non représenté est prévu pour l'utilisation de paliers à billes plus particulièrement; il est disposé à droite symétriquement au premier, par rapport à la poulie d'attaque.

Le tronçon photographié porte comme on peut le voir, deux volants relativement lourds qui lancés à la vitesse de 600 à 700 tours, peuvent entretenir le mouvement de l'arbre débrayé pendant 15 à 20 minutes. L'arbre étant sollicité dans les mêmes conditions qu'en service courant, mais avec cette particularité de n'être soumis qu'à des efforts bien définis, ils est facile de montrer que le simple tracé des tangentes à la courbe de ralentissement (fig. 2), relevée par points, en notant la vitesse de 10'' en 10'', permet de déterminer le couple résistant appliqué à l'arbre, à un instant quelconque et partant le coefficient de frottement pour une pression spécifique  $p$  et une vitesse périphérique  $v$  bien déterminées.

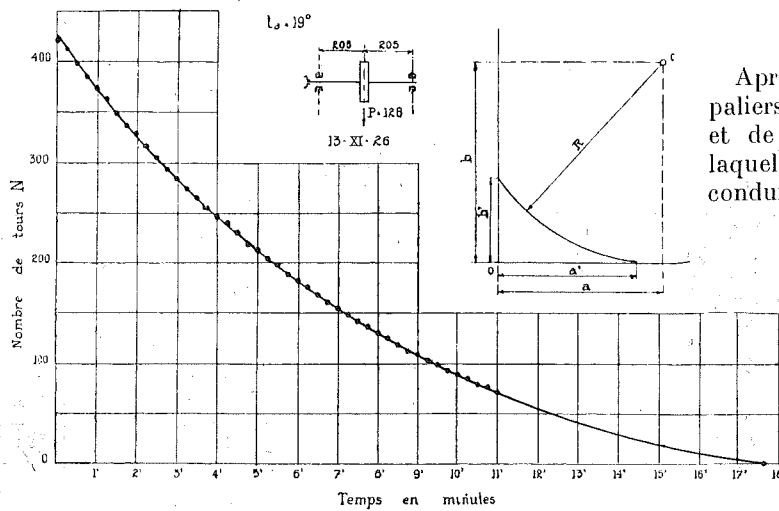


Fig. 2

En effet, si  $I$  désigne le moment d'inertie de l'un des deux volants identiques,  $\rho$  le rayon de giration correspondant,  $C$  le couple résistant,  $\omega$  la vitesse angulaire au temps  $t$ , nous pourrions écrire :

$$2 \frac{I}{2g} [\omega^2 - (\omega + d\omega)^2] = C\omega dt \quad (1)$$

d'où l'on peut tirer :

$$-\frac{I}{g} \omega d\omega = C\omega dt$$

et enfin :

$$C = -\frac{I}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

Comme le tracé de la tangente à la courbe de ralentissement donne à un facteur constant près la valeur de  $\frac{d\omega}{dt}$ , on voit que le couple résistant est connu pour

toutes les valeurs de  $N$ , en partant de la courbe expérimentale (fig. 2).

Au tracé des tangentes on peut d'ailleurs substituer la méthode analytique en déterminant l'équation de la courbe et en tirant de celle-ci la valeur de la dérivée  $\frac{d\omega}{dt}$ .

En désignant par  $C_1$  le couple dû au frottement des flasques dans l'air, d'un des volants, couple que l'on peut calculer avec une grande approximation étant donné les nombreuses recherches effectuées en vue de déterminer les pertes propres à la rotation des disques dans les turbo-machines (1), il sera possible de calculer  $f$  par la relation :

$$C - 2C_1 = 2P \times f \times r \quad (3)$$

Ainsi, lorsque le tronçon de transmission porte deux volants et que partant, chacun des paliers supporte un effort égal à  $P$ ,  $f$  est fourni par l'équation :

$$f = -\frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dt} - \frac{2C_1}{2Pr} \quad (4)$$

Après quelques expériences effectuées sur les paliers lisses qui nous permirent de nous orienter et de nous rendre compte de la précision avec laquelle il était possible d'opérer, nous fîmes conduit à l'étude systématique des paliers à billes pour l'installation desquels le tronçon de droite avait été réservé. Non seulement la littérature technique est peu prodigue de renseignements sur la question du frottement dans les paliers à billes, et partant leur étude peut présenter un intérêt non moins grand que celle des paliers lisses, mais la connaissance du coefficient de frottement propre à ces paliers à billes, nous était indispensable pour poursuivre la recherche du coefficient de frottement sur les paliers lisses, dans des limites de pression très étendues.

En effet, pour réaliser une pression supérieure à celle fournie par le poids d'un volant, force nous était d'avoir recours à des paliers à billes au moyen desquels une traction supplémentaire pouvait être exercée sur le palier d'essai comme l'indique le dispositif de la figure 3.

Connaissant le couple  $C_2$  propre à chacun des paliers à billes  $B$ , sous l'action de la charge  $Q/2$  appliquée par le dynamomètre, le couple  $C_3$  dû au palier à billes soutenant l'extrémité opposée (extrémité chargée d'un poids  $P$  lorsque l'essai est effectué avec les deux volants), il était facile de calculer  $f$  par la relation :

$$\frac{2P}{2g} \rho^2 [\omega^2 - (\omega + d\omega)^2] = (P + Q)fr\omega dt + 2C_1\omega dt + 2C_2\omega dt + C_3\omega dt \quad (5)$$

de laquelle on tire :

(1) Voir à ce sujet notre étude publiée dans le numéro du 1<sup>er</sup> avril 1928 de la R. U. M. : Etude sur le frottement des disques en rotation dans un fluide visqueux.

$$f = -\frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{2P}{P+Q} \frac{d\omega}{dt} - \frac{2C_1 + 2C_2 + C_3}{(P+Q)r} \quad (6)$$

Comme je l'ai indiqué plus haut, les résultats des essais poursuivis pendant les années 1924 à 1926, sur les paliers à billes, ont été publiés dans les numéros du 1<sup>er</sup> avril et du 1<sup>er</sup> mai 1927 de la R. U. M.

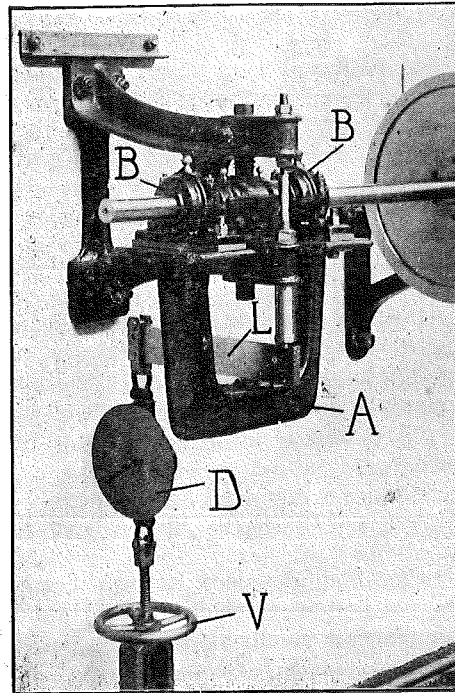


Fig. 3

Les essais avaient avant tout pour but de permettre le calcul des couples  $C_2$  et  $C_3$  dans la formule (6) et c'est ce qui explique que je n'avais pas cherché à ce moment d'en généraliser les conclusions, estimant préférable de n'aborder cette question qu'après avoir terminé l'étude des paliers lisses.

## CHAPITRE II

### Résultats fournis par la méthode de ralentissement appliquée aux paliers à billes et vérification des conclusions par la méthode directe

Je rappellerai ici les principales conclusions de l'étude expérimentale des paliers à billes et je m'efforcerais de justifier aussi brièvement que possible la formule susceptible de fournir la valeur du coefficient de frottement  $f$  pour tous les paliers géométriquement semblables à celui essayé.

J'ai montré que le coefficient de frottement  $f$  pour un palier à billes (coefficient défini comme le rapport de la force tangentielle supposée appliquée à l'extrémité du rayon  $r$  de l'arbre, à la force  $P$  appliquée normalement à l'arbre) peut être mis sous la forme :

$$f = k \frac{P + P_0}{P} + \left( k_1 \frac{\mu}{P} + k_2 \right) \omega r \quad (7)$$

en désignant par  $k_1$ ,  $P_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  des constantes propres à un roulement donné,  $\mu$  étant le coefficient de viscosité absolu de l'huile utilisée à la lubrification,  $\omega$  la vitesse angulaire de l'arbre.

Le coefficient  $k$  tient compte du frottement de glissement et du frottement de roulement des billes sur les bagues constituant les chemins de roulement;  $P_0$  représente une charge fictive supplémentaire qui provient de la tension de pose des billes entre les deux chemins de roulement, et des imperfections de fabrication résultant de la non identité absolue des billes.

Le coefficient  $k_2$ , assez faible d'ailleurs, dépend de la masse totale dont est chargé le roulement et résulte de ce que, à partir d'une certaine vitesse, les billes tendent à sautiller, à rebondir sur leur chemin de roulement et à provoquer des pertes par choc qui croissent comme le carré de la vitesse moyenne, proportionnelle à  $\omega r$ , ce qui introduit dans la valeur de  $f$  un terme proportionnel à  $\omega r$ .

En ce qui concerne le coefficient  $k_1$ , il est possible d'en expliciter la valeur; du fait, en effet, que l'huile qui enveloppe les billes est raclée constamment par la cage à billes, il s'introduit une résistance périphérique qui peut s'évaluer d'après la loi de Newton à :

$$R = \mu k' n \rho^2 \frac{w}{e}$$

si l'on désigne par  $n k' \rho^2$  la surface de contact pour les  $n$  billes, par  $e$  l'épaisseur de la couche d'huile, par  $w$  la vitesse périphérique; cette relation n'exprime en effet, rien d'autre que la loi de Newton :

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

le gradient de vitesse  $\frac{dw}{dn}$  pouvant être pris ici égal à  $\frac{w}{e}$

Comme entre  $w$  et  $\omega r$ , on peut poser pour tous les roulements géométriquement semblables :

$$w = k'' \omega r$$

on voit que :

$$R = \mu k' k'' n \rho^2 \frac{1}{e} \omega r$$

et que partant, la fraction du coefficient de frottement  $f(\mu)$  qui provient de l'action de la cage sur les billes a pour valeur :

$$f(\mu) = \frac{1}{2} k' k'' n \frac{\rho}{r} \frac{\rho}{e} \frac{\mu V}{P/2r}$$

$V$  étant la vitesse périphérique de l'arbre  $k'$ ,  $k''$  des coefficients constants pour tous les roulements géométriquement semblables.

Si donc nous négligeons le coefficient  $k_2$  faible mais non nul, à moins que la charge ne soit fournie par une tension et non par l'action d'une masse,  $f$  se présente sous la forme explicite suivante :

$$f = k \frac{P + P_0}{P} + K n \frac{\rho}{r} \frac{\rho}{e} \frac{\mu V}{P/2r} \quad (8)$$

avec les valeurs suivantes pour les constantes établies sur le palier de 40 mm. de diamètre, dans les unités kg. m. sec.

$$k = 0,00067 \quad P_0 = 157 \text{ kg} \quad \left( K n \frac{\rho}{r} \frac{\rho}{e} \right) = 965$$

Le coefficient  $\frac{\mu V}{P/2r}$  sans dimensions, est la variable que nous retrouverons dans la théorie des paliers lisses,  $V$  désignant la vitesse périphérique de l'arbre, de diamètre  $2r$ ,  $P$  la charge en kg, et  $\mu$  le coefficient de viscosité absolu, en unités kg.-m.-sec., pour la température de régime du palier.

Bien que cette formule n'ait été vérifiée que pour un roulement à billes appliqué à un arbre de 40 mm., j'estime qu'on peut l'utiliser pour des roulements à billes de dimensions différentes pourvu qu'ils présentent dans l'exécution le même degré de perfection, et que les dimensions des billes restent proportionnelles au rayon  $r$  de l'arbre envisagé.

Des essais effectués avec lubrification par graisse consistante, ont montré que la formule ci-dessus était encore applicable, mais que les valeurs de  $f$  trouvées expérimentalement étaient un peu supérieures à celles fournies par la formule (8) pour les faibles valeurs de  $V$ , et un peu inférieures pour les fortes valeurs de  $V$ .

Avec des feutres de protection les valeurs de  $f$  peuvent être doublées aux vitesses moyennes de rotation 300 à 400 tours, et plus que triplées pour les vitesses très faibles, c'est-à-dire que la présence des feutres détermine l'accroissement du coefficient de frottement d'une quantité constante, dont l'importance relative va diminuant à mesure que la vitesse grandit. Il y a donc un très grand intérêt à supprimer ces feutres et à utiliser le graissage par graisse consistante dont la présence dans le palier proprement dit, suffit la plupart du temps à isoler et à protéger le roulement de tout contact avec les poussières en suspension dans l'air ambiant. Nous croyons nécessaire de faire remarquer que les chiffres fournis par la formule ne sont *probablement* pas valables pour une vitesse voisine de 0, la méthode de ralentissement ne permettant pas en effet de trouver avec certitude la valeur du coefficient de frottement pour des vitesses de quelques tours par minute. Ce n'est qu'en prolongeant les courbes obtenues pour  $f$  jusqu'à l'axe de nulle vitesse, que nous avons obtenu les coefficients  $k$  et  $K$  ainsi que la valeur de  $P_0$ , il ne faut considérer par conséquent, la valeur de  $f$  comme sûre que pour des vitesses supérieures à une dizaine de tours par minute, pour fixer les idées.

Ces conclusions tirées de l'analyse de nombreux essais effectués par la méthode de ralentissement, nous avons tenu à les vérifier par une méthode diffé-

rente que j'appellerai *méthode directe*, et qui consiste à mesurer directement le couple appliqué au palier lorsque celui-ci tend à tourner librement autour de son axe. La figure 4 montre d'une manière schématique la disposition adoptée à cet effet : sur une chaise suspendue à l'arbre de transmission par deux paliers à billes, on applique des poids au-dessus et en-dessous de l'arbre de manière à conserver le centre de gravité

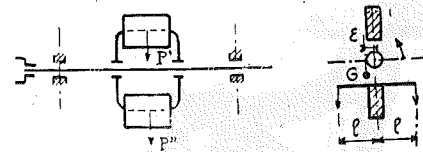


Fig. 4

de l'ensemble en un point situé très peu en-dessous de l'axe de rotation:

Lorsque l'arbre tourne, le système mobile s'écarte de la verticale : pour la ramener dans sa position initiale on applique un poids  $p'$  à une distance  $l$ . En renversant le sens de rotation et en mesurant le poids  $p''$  qui rétablit la position initiale, on obtient pour valeur de  $f$  :

$$f = \frac{p' + p''}{2} \frac{l}{r} \frac{1}{P}$$

Par cette méthode des deux lectures, l'erreur possible sur la position du centre de gravité  $G$  est écartée, ainsi qu'on peut le montrer.

Ces essais effectués successivement avec une charge de 75 kg, par palier, puis avec une charge sensiblement nulle, ont conduit aux mêmes résultats que ceux fournis par la méthode de ralentissement.

Dans l'étude que j'ai publiée en 1927 sur cette question, j'ai laissé en suspens, les conclusions d'ordre plus général, estimant qu'elles viendraient mieux à leur place lorsque j'aurais terminé les recherches en cours, sur les paliers lisses. Malheureusement celles-ci ont pris beaucoup plus de temps que je ne pouvais le supposer, des difficultés d'interprétation de certains résultats m'ayant forcé à modifier momentanément le programme que je m'étais primitivement fixé, et que j'avais exposé nettement dans l'introduction à l'étude publiée dans la *R. U. M.* en 1927.

A présent que les faits observés trouvent leur explication dans les déductions de la théorie elle-même, telle que nous l'avons complétée et telle que je l'exposerai dans un instant, le problème d'ordre plus technique, la recherche des limites d'utilisation possible des paliers du commerce employés dans les transmissions, pourra être abordé systématiquement.

(A suivre).



REVUE UNIVERSELLE  
 DES  
**MINES, DE LA MÉTALLURGIE**  
**DES TRAVAUX PUBLICS**

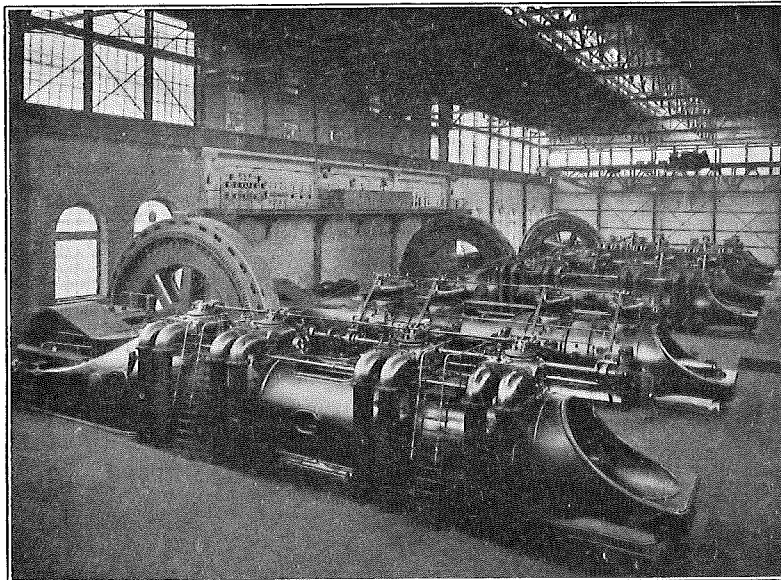
DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

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

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

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

*Mines*  
*Métallurgie*  
*Constructions*  
*Mécaniques*  
*et*  
*Métalliques*  
*Artillerie*



*Constructions*  
*Navales*  
*Ciment*  
*Hydraulique*  
*Ligne*  
*de*  
*Navigation*

CENTRALE ÉLECTRIQUE — MOTEURS A GAZ DE 10.000 HP  
SYSTÈME COCKERILL

STÉ A<sup>ME</sup> JOHN COCKERILL

SERAING (Belgique)

FONDÉE EN 1817

15

521 R 24

SOMMAIRE : *Mémoires* : HANOCQ, Ch., Les recherches expérimentales du laboratoire de construction des machines sur "Le Frottement Fluide", p. 65. — CAMPUS, F., De la hauteur du point d'inflexion sur les montants des poutres Vierendeel, p. 71. — *Bulletins* : LEJEUNE, L., La technique de l'industrie textile, p. 75. — BRANDL, J., Moyens d'extinction et isolation électrique, p. 79. — *Revue des Périodiques techniques* : 80 à 94. — (*Voir sommaire détaillé page 94*). — *Répertoire des annonces*, pp. 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  
 TELEPHONE : 1770  
 COMPTE CHÈQUE-POSTAL N<sup>o</sup> 24.620