

# Revue Universelle des Mines

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

70<sup>me</sup> Année. N° du 1<sup>er</sup> Avril 1927 — 7<sup>me</sup> Série - Tome XIV - N° 1

## ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES PALIERS DE TRANSMISSION

effectuée au Laboratoire de Construction des Machines  
de l'Université de Liège

par Ch. HANOCQ,

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

### INTRODUCTION

Un crédit assez important ayant été mis à notre disposition en 1920 pour la reconstitution des collections du cours de Construction des Machines partiellement détruites pendant l'occupation, nous décidâmes d'en affecter une partie à la création d'un embryon de laboratoire destiné à l'essai d'organes de machines.

Grâce aux larges subsides qui nous ont été accordés depuis, par la Commission du Patrimoine de l'Université de Liège, ce laboratoire a pu se développer ainsi que nous avons eu l'occasion de le faire ressortir dans une note parue en janvier 1925 dans la *R. U. M.*, et nous sommes en mesure aujourd'hui de faire connaître les résultats des premières recherches effectuées sur les paliers de transmission, avec le concours de nos assistants et l'aide de nos élèves de la section des mécaniciens.

Nous donnerons tout d'abord une description de l'installation d'essai telle que nous l'avons conçue puis nous aborderons le compte rendu de nos expériences sur les paliers à billes et sur les paliers lisses à graissage par bague fixe.

#### § 1. — But des essais

En tant que titulaire du cours de Construction des Machines, notre but devait être avant tout de créer une installation permettant de soumettre à des essais systématiques des paliers du commerce, *placés dans des conditions de fonctionnement se rapprochant autant que possible*

de celles réalisées dans l'atelier ou dans l'usine. Non seulement, l'installation devait être conçue de manière à pouvoir faire varier la vitesse de rotation dans d'assez larges limites, mais encore de modifier la flèche de l'arbre, de façon à mettre en évidence l'influence des déformations sur les résistances passives mesurées. Se borner à établir la loi des variations du coefficient de frottement en fonction de la charge, de la vitesse et de la température, pour le cas simple d'un arbre absolument rigide et sans avoir en vue de fixer les limites d'utilisation pour chaque type de palier, c'était condamner les essais à n'avoir qu'une portée très réduite au point de vue technique.

L'étude du coefficient de frottement a d'ailleurs été faite à de si nombreuses reprises que l'on pourrait douter de l'utilité d'entreprendre de nouveaux essais.

Au point de vue de construction, on est bien forcé de conclure, cependant, que les documents précis sur cette question font presque totalement défaut : il suffit de parcourir les revues ou les ouvrages peu nombreux d'ailleurs, qui s'occupent de cette partie de la science appliquée, pour s'en convaincre. Sans doute, la question est tellement complexe, le nombre de facteurs qui entrent en jeu est tellement considérable, qu'il est impossible d'établir une loi applicable à tous les types de paliers et à tous les modes de graissage. Mais ce que le constructeur demande, ce n'est pas une étude du coefficient de frottement au point de vue scientifique, si tant est que cette question puisse présenter un intérêt au point de vue scientifique pur, c'est une étude permettant de fixer pour chacun des types courants des paliers usinés dans des conditions normales, outre le coefficient de frottement en fonction de la vitesse, de la pression et de la température, les limites d'utilisation possible de chacun d'eux.

Nous pensons que les résultats auxquels nous sommes arrivé et que l'on peut généraliser pour des paliers de dimensions quelconques, en faisant application du principe de similitude qui ne s'est trouvé que rarement en défaut, présentent un intérêt pratique très considérable. Les essais actuellement en cours, sur des paliers de 60 et de 80 mm. de diamètre, permettront au surplus d'établir dans quelle mesure les coefficients conviennent pour les paliers géométriquement semblables, mais de plus grandes dimensions.

## § 2. — Description de l'installation

Nous donnerons tout d'abord la description de l'installation.

Deux tronçons de transmission identiques à celui représenté fig. 1 sont commandés par des embrayages à griffes disposés de part et d'autre des paliers portant l'arbre d'attaque. Chaque tronçon porte un volant pesant 125 kg. calé par frottement sur l'arbre, au moyen d'une buse-lure conique fendue de façon à permettre son déplacement facile suivant l'axe.

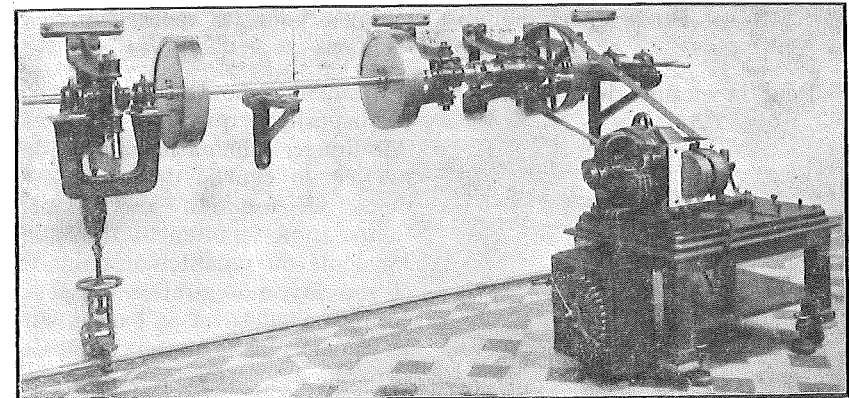


Fig. 1.

Le tronçon de gauche est disposé pour utiliser normalement des paliers à rotules, le tronçon de droite pour utiliser des paliers à coussinets fixes ou des paliers à billes reposant sur des chaises en console.

Un moteur à courant alternatif muni d'un rhéostat permettant des variations de vitesses de 1000 à 1500 t/m, entraîne la transmission à des vitesses variant de 300 à 450 t/m., et avec un changement de poulie sur l'axe du moteur, de 450 à 700 t/m.

Pour les démonstrations, il suffit de lancer l'ensemble de la transmission à une vitesse de rotation déterminée, puis de débrayer simultanément les deux tronçons : le comparaison des temps nécessaires pour l'arrêt complet de l'un ou de l'autre des tronçons, donne une première idée de la valeur du *coefficient de frottement moyen* pour l'un et l'autre type de palier. En déplaçant le volant sur l'arbre de façon à déterminer une variation de la flèche de flexion, on peut se rendre compte de la variation du coefficient de frottement moyen, avec la flèche. Si, avec des paliers dont les rotules sont exécutées d'une façon parfaite, cette variation est très faible, il n'en est pas de même avec les coussinets fixes relativement longs.

Pour rendre plus démonstrative encore l'expérience avec flèche variable, on peut grouper sur le même arbre, comme l'indique la fig. 1, les deux volants en les écartant progressivement et également des deux paliers de support.

Un dispositif expérimental permettait au cours des expériences de relever avec précision, non seulement la flèche de l'arbre, mais la courbe de la fibre moyenne déformée.

### § 3. — Etude de la méthode employée pour les recherches sur les paliers lisses

Pour la mesure du coefficient de frottement, il nous suffisait, avec la disposition que nous venons d'indiquer, schématisée fig. 2, de relever la courbe de ralentissement en fonction du temps. Connaissant le moment d'inertie  $I$  calculé du volant, son poids  $P$  et son rayon de giration, on peut écrire, en effet, en se basant sur le principe de la conservation de l'énergie :

$$\frac{P}{2g} \rho^2 [\omega^2 - (\omega + d\omega)^2] = 2 \left( \frac{P}{2} \mu \right) \omega r dl + C \omega dl \quad (1)$$

en désignant par :

$\omega$  la vitesse angulaire,

$2r$  le diamètre de l'arbre ;

$C$  le couple dû à la résistance de l'air sur les flasques et sur la jante du volant.

De cette équation on déduit directement

$$\mu = - \frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dl} - \frac{C}{P \times r} \quad (2)$$

Le couple  $C$  peut être évalué en fonction du coefficient  $k$  de frottement de l'air sur la surface polie du volant, ce coefficient étant assez bien connu par les expériences qui ont été exécutées en vue de déterminer dans les turbo-machines, les pertes par frottement interne :

$$C = \frac{4}{5} n k \delta \omega^2 \left( 1 + \frac{5}{2} \varepsilon \right) r_1^5 \quad (3)$$

$\varepsilon$  étant mis pour  $\frac{l_1}{r_1}$ ,

$2r_1$  étant le diamètre extérieur du volant,  $l_1$  la longueur à la jante,  $\delta$  le poids spécifique de l'air.

$\mu$  est donc connu pour chacune des valeurs de  $N$  lorsqu'on peut déterminer le coefficient angulaire de la courbe de ralentissement tracée en fonction du temps.

La pression spécifique  $p$  étant définie par la relation

$$p = \frac{P}{l \times d} \quad (4)$$

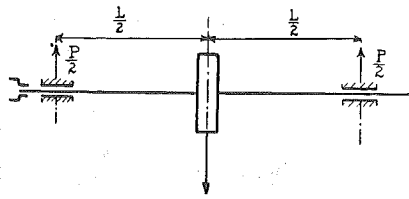


Fig. 2.

et la vitesse tangentielle  $v$  par la relation

$$v = \frac{n d N}{60}, \quad (5)$$

on voit que la méthode que nous venons d'indiquer, fait connaître  $\mu$  en fonction de  $v$  et de  $p$ . En opérant avec deux volants équidistants des paliers, on peut trouver  $\mu$  pour une pression  $p$  double de la première.

Pour pouvoir opérer avec des charges plus élevées, nous avons utilisé le dispositif représenté fig. 3 composé de deux paliers à billes  $B$  fixés à la chaise  $A$ , transmettant un effort  $P$ , par l'intermédiaire du levier  $L$  et du dynamomètre  $D$ .

La méthode suppose toutefois que le couple résistant dû aux paliers à billes est connu pour les valeurs des efforts appliqués par l'intermédiaire de la chaise  $A$ .

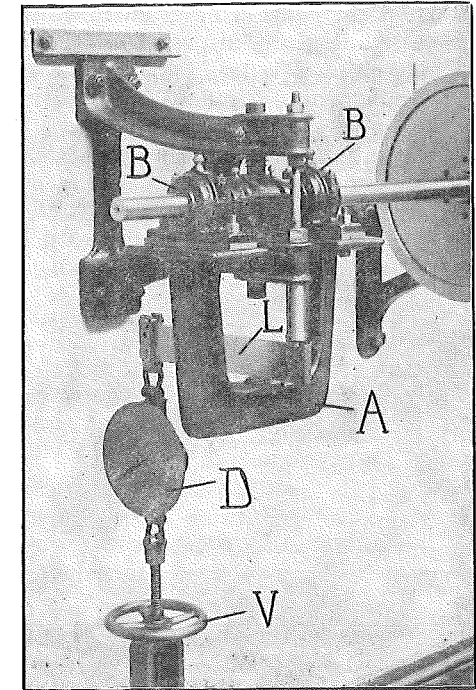


Fig. 3.

$C_1$  étant le couple dû à chacun des paliers, on peut écrire, en effet,

$$\mu = - \frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dl} - \frac{C}{2P \times r} - \frac{2C_1}{2P \times r} \quad (6)$$

si l'on opère avec deux volants.

Pour connaître ce couple  $C_1$ , nous avons dû entreprendre des essais très délicats sur les paliers à billes, qui nous ont pris un temps considérable.

Nous serons donc amené à nous étendre préalablement sur les différentes méthodes envisagées successivement pour élucider le problème de la variation de  $C_1$ , avec la charge, la vitesse et la température.

#### § 4. — Etude de la méthode employée pour les recherches sur les paliers à billes

Ignorant complètement comment pouvait varier le coefficient de frottement du palier à billes en fonction de la charge, de la vitesse et de la température, disposé à croire que la température notamment ne jouait qu'un rôle très secondaire dans les résistances provoquées par le roulement des billes, nous n'avions pas accordé au début de nos essais, une importance capitale à la mise en régime.

Ce manque de connaissances préalables résultant de l'absence complète pourrait-on dire, de documents publiés sur ce sujet, nous avait conduit à imaginer le dispositif représenté schématiquement sur la fig. 4 pour la détermination du coefficient de frottement des paliers sous des charges supérieures à P poids d'un volant.

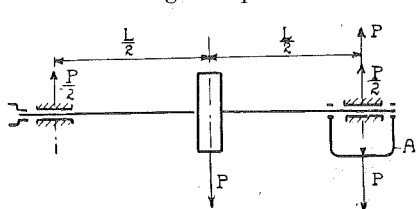


Fig. 4.

Pour les charges  $\frac{P}{2}$  et P nous pouvions en effet, utiliser la méthode du ralentissement décrite ci-dessus qui s'était d'ailleurs révélée comme une méthode extrêmement précise, — en utilisant successivement un, puis deux volants.

Pour les charges supérieures à P, égales à  $\frac{3}{2}P$ ,  $\frac{5}{2}P$ , etc. nous nous proposons d'exercer une traction Q vers le bas égale à P, 2P, etc., au moyen de la chaise A.

Le palier de droite se trouvant en effet, soumis à une charge  $\frac{3}{2}P$  en opérant avec un volant, à  $\frac{5}{2}P$  en opérant avec deux volants, la détermination du coefficient correspondant à  $\frac{3}{2}P$  ou à  $\frac{5}{2}P$  n'offrait pas de difficultés puisque le couple  $2C$ , correspondant aux paliers tracteurs était connu pour les expériences antérieures sur la transmission montée avec un volant ou avec deux volants.

Avec un volant par exemple, il suffisait d'écrire

$$\mu_x = -\frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dt} - \frac{3}{2} \mu - \frac{C}{P \times r} \quad (7)$$

$\mu$  désignant le coefficient de frottement du palier à billes sous la charge  $\frac{P}{2}$ .

Avec deux volants,  $\mu_x$  désignant le coefficient correspondant à la charge  $\frac{5}{2}P$ , la relation pouvait s'écrire

$$\mu_x = -\frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dt} - \frac{1}{2} \mu' - \mu - \frac{C}{2P \times r} \quad (8)$$

$\mu'$  désignant le coefficient de frottement sous la charge P,  $\mu$  ayant la même signification que ci-dessus.

Cette manière de raisonner pour établir l'équation (7) ou (8) supposait toutefois implicitement que le coefficient de frottement  $\mu$  des paliers tracteurs soumis à une charge  $\frac{P}{2}$  appliquée par ressort,

était le même que le coefficient  $\mu$  du palier soumis à une charge  $\frac{P}{2}$  résultant de l'action de la masse du volant.

Cette supposition ne s'est pas montrée exacte malheureusement: alors que la méthode de ralentissement appliquée à l'étude de la transmission simple avec un ou deux volants, s'était révélée comme susceptible de donner des résultats extrêmement précis, la méthode que nous venons de décrire conduisait à des résultats inadmissibles, certains essais donnant à  $\mu_x$  des valeurs *négligables*.

Après de nombreux tâtonnements qui permirent de nous assurer que les erreurs ne provenaient pas de la déformation de l'arbre, nous acquîmes la conviction que le coefficient de frottement  $\mu_x$  dépendait dans une certaine mesure du mode d'application de la charge, qu'il n'était pas indifférent que la charge sur le palier résultât de l'action d'un ressort ou de l'action d'une masse.

Le problème nettement posé après une période d'essais infructueux, était donc celui de trouver une disposition permettant d'appliquer la charge aux paliers, *exclusivement par l'intermédiaire d'un ressort tracteur*.

Nous avons utilisé à cette fin la disposition schématisée fig. 5.

Groupant les 2 volants sur le tronçon de transmission servant normalement à la commande, nous avons attaché au moyen de celui-ci la transmission normale, rac-

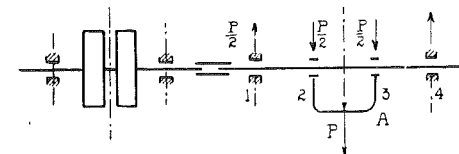


Fig. 5.

courcée toutefois pour éviter que l'arbre ne prenne une flèche trop grande sous la charge appliquée par l'intermédiaire de la chaise A.

Les quatre paliers identiques 1, 2, 3, 4 étant soumis à une charge  $\frac{P}{2}$

par exemple, il suffisait pour connaître le coefficient de frottement  $\mu$  sous cette charge, de déterminer la courbe de ralentissement de l'ensemble des deux volants et de la transmission chargée par ressort, puis d'opérer avec les volants seuls. En désignant par  $C_1$  le couple résistant des paliers A et B, déduit de cette dernière expérience, par  $C_0$  le couple total, par  $C$  le couple dû au frottement de l'air sur les volants, l'équation d'équilibre donne

$$4 \frac{P}{2} \mu r = C_0 - (C_1 + C)$$

D'où

$$\mu = \frac{1}{2} \frac{C_0 - (C_1 + C)}{P \times r} \quad (9)$$

Répétant le même essai pour différentes charges  $P$ , nous avons pu établir avec une précision remarquable les valeurs de  $\mu$  en fonction de la vitesse, pour chacune des valeurs de  $P$ .

En comparant les valeurs obtenues dans ces conditions, pour les charges correspondant à  $\frac{P}{2}$  et à  $P$  ( $P$  désignant le poids d'un volant), avec les valeurs déduites des expériences précédentes sur la transmission simple chargée d'un et de deux volants, nous avons pu nous rendre compte que ces dernières étaient sensiblement supérieures aux premières.

Nous avons mis ensuite en relief la très grande influence de la viscosité de l'huile, en opérant, avec une charge constante égale à  $P$ , poids d'un volant, à différentes températures.

Désireux d'écartier tout doute sur la valeur de la méthode employée, nous avons cherché à établir la valeur de  $\mu$  par une méthode directe, pour une charge au moins, et nous avons utilisé la méthode suivante :

Appliquant à la chaise suspendue par deux paliers à l'arbre de transmission (fig. 6) des masses sensiblement équidistantes de l'axe de l'arbre, nous avons pu réaliser une charge de 75 kg. environ par roulement.

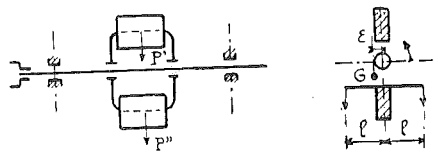


Fig. 6.

était possible de ramener l'ensemble dans la position initiale.

L'arbre en tournant, tendait à faire prendre à tout le système mobile une inclinaison d'autant plus prononcée que le centre de gravité était plus près de l'axe de suspension ; par l'application d'un poids  $p$  à la distance  $l$  de l'axe, il

Pour écarter toutefois toute incertitude relativement à la longueur  $l$  du bras de levier, nous avons opéré successivement dans les deux sens de rotation.

Le calcul suivant montre que, par ce procédé, il est possible d'éviter une erreur systématique dans l'évaluation de  $l$ .

Supposons en effet, que le centre de gravité de la charge totale  $P$  soit situé à gauche de la verticale passant par l'axe (fig. 6) ; nous aurons comme équation d'équilibre

$$P \mu r + P \varepsilon = p l$$

pour le sens de rotation indiqué par la flèche.

Avec le sens de rotation inverse, le contrepoids nécessaire tombera à  $p'$  et la condition d'équilibre deviendra

$$P \mu r = p' l + P \varepsilon.$$

En faisant la somme des deux équations, on pourra tirer de l'égalité résultante

$$\mu = \frac{p + p'}{2} \times \frac{1}{P} \times \frac{l}{r}, \quad (10)$$

expression qui ne contient plus  $\varepsilon$ .

Cette méthode nous a donné des chiffres tout à fait comparables à ceux trouvés dans les mêmes conditions par la méthode indirecte, cette dernière restant toutefois la plus sûre et la plus précise.

Avant d'abandonner la méthode directe nous avons opéré avec un palier à billes simplement posé sur l'arbre et libre d'osciller sur le roulement.

En utilisant la même méthode que ci-dessus pour la mesure du couple résistant, nous avons trouvé ce résultat surprenant à première vue que le couple était pratiquement indépendant de la charge.

Comme on le voit, les essais sur paliers à billes qui, dans notre premier programme ne devaient être effectués qu'en vue de nous permettre de réaliser nos essais sur paliers lisses, ont pris forcément une place prépondérante dans notre étude tant par suite des difficultés rencontrées pour la mener à bonne fin, que par suite des conclusions que nous avons pu en tirer.

## CHAPITRE I

### ÉTUDE DES PALIERS A BILLES

Nous avons utilisé dans les essais des paliers à billes deux types : celui à double rangée de billes et celui à simple rangée, tous deux construits avec chemins de roulement formant rotule ; les roulements correspondaient au diamètre d'arbre de 40 mm. et étaient disposés

pour être calés sur la transmission par l'intermédiaire d'une buselure conique fendue.

Avant d'aborder les expériences proprement dites, nous avons effectué des essais en vue de tarer les instruments de mesure.

1. Le tachymètre ;
2. Le dynamomètre.

Ces essais ont permis de constater que les indications du tachymètre devaient être multipliées par 1,02 pour obtenir les nombres de tours réels.

Des contrôles subséquents nous ont montré toutefois que cette correction pouvait varier et nous avons été amené à le tarer à plusieurs reprises pour pouvoir être sûr de la vitesse à moins de 1/2%.

Pour le dynamomètre, nous avons utilisé les indications d'une machine d'*Amsler* de deux tonnes, et nous avons trouvé une concordance très satisfaisante entre les valeurs observées et les valeurs réelles, l'écart entre les courbes, correspondant respectivement à la charge et à la décharge, étant très faible.

Le tableau I donne les valeurs des moments d'inertie des différentes parties mobiles de la transmission ; ce tableau permet de calculer le rayon de giration pour les différentes combinaisons utilisées soit à un volant ou à deux volants, avec arbre court ou long. Pour le calcul du couple dû aux frottements des flasques du volant dans l'air, nous avons adopté

pour  $\delta$ , poids spécifique de l'air, 1,12,

pour  $\varepsilon = \frac{l_1}{r_1}$  la valeur de 0,415.

TABLEAU I.

	Poids kg.	Volume dm <sup>3</sup>	Poids spécif.	Moment d'inertie en kgr. — masse — mm <sup>2</sup>
Volant .....	111,3	15,75	7,068	$479.876 \times 7,068 \times \frac{1}{9,81}$
Buselure .....	1,50	0,203	7,400	$113 \times 7,400 \times \frac{1}{9,81}$
Accouplement A .....	3,07	0,425	7,200	$1014 \times 7,200 \times \frac{1}{9,81}$
Accouplement B .....	3,50	0,496	7,050	$619 \times 7,050 \times \frac{1}{9,81}$
Arbre long .....	19,52	2,513	7,770	$502 \times 7,770 \times \frac{1}{9,81}$
Arbre court .....	11,70	1,510	7,770	$301 \times 7,770 \times \frac{1}{9,81}$

Le couple C déduit de la formule (3), atteint pour

$$\text{un volant} \quad C = 0,126.10^{-4} \text{ N}^2$$

$$\text{deux volants séparés} \quad C = 0,190.10^{-4} \text{ N}^2$$

$$\text{deux volants réunis} \quad C = 0,193.10^{-4} \text{ N}^2$$

les deux volants étant réunis par une feuille de papier collée à la périphérie de façon à empêcher les effets de ventilation assez énergiques qui se produisaient entre les parois tournées vers l'intérieur, lorsque celles-ci se trouvaient fortement rapprochées.

### § 1. — Essais par la méthode de ralentissement

Ainsi que nous l'avons exposé dans le chapitre d'introduction, il suffit pour expérimenter par cette méthode, de lancer la transmission montée avec 1 ou 2 volants sur paliers à billes, à la vitesse maximum fournie par le moteur, de découpler brusquement, et de lire à des intervalles de 10 ou 15 secondes indiqués par l'observateur utilisant le chronomètre, les vitesses de rotation observées au tachymètre.

Le tracé de la courbe de N en fonction du temps t/sec., se fait alors directement. Cette courbe que la figure 7 représente pour l'essai n° XVII effectué avec 1 volant c'est-à-dire pour une charge de 63 kg.,

par palier, permet de déterminer la valeur de  $\frac{d\omega}{dt}$  en chaque point.

Les points indiqués correspondent à deux essais consécutifs effectués successivement après une mise en régime d'une durée de 2 heures et demie environ. La température ambiante notée était de 19°5.

Les vitesses de rotation en dessous de 100 t/m. n'ont pu être relevées avec le tachymètre, mais on a noté les temps correspondant à l'arrêt complet pour la première expérience, 17'21'', pour la seconde 17'39''.

Lorsqu'on cherche à tracer une courbe moyenne, on s'aperçoit que l'on peut utiliser sans erreur un gabarit ayant pour le cas particulier envisagé ici, une courbure constante de 500 mm. de rayon.

Pour éviter les erreurs dans le tracé des tangentes à la courbe, nous avons préféré suivre la méthode analytique. Connaissant R et les valeurs  $a'$  et  $b'$  (fig. 8), il est possible de déterminer les coordonnées du centre  $a$  et  $b$  exprimées en mm.

L'équation du cercle peut alors s'écrire

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = R^2$$

Dans le cas particulier que nous envisageons,  $a = 413$  mm. et  $b = 495$  mm.

Pour ramener cette équation à une relation entre la vitesse et le temps, il suffit de remarquer que l'équation peut s'écrire

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = a^2 + (b - b')^2 \quad (11)$$

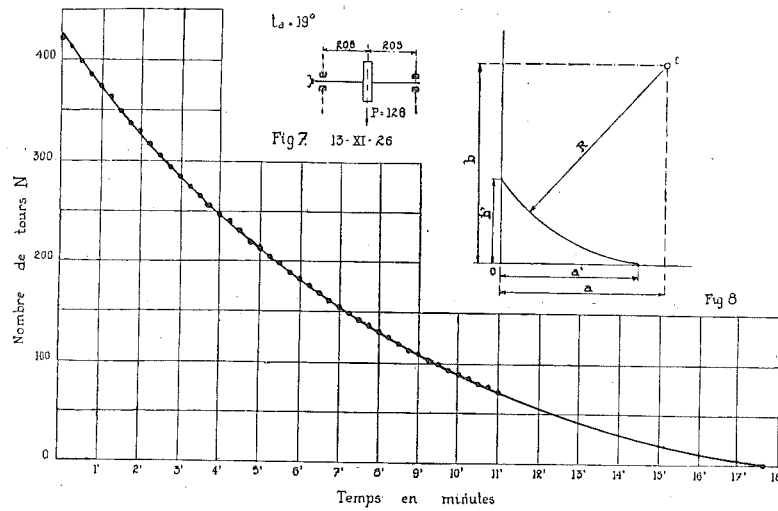


Fig. 7 et 8.

et que l'on a nécessairement

$$t = ka \quad N = Ky \quad (12)$$

En remplaçant, il vient

$$K^2 (t - ka)^2 + k^2 (N - Kb)^2 = C^{te} \quad (13)$$

de laquelle on tire

$$\frac{dN}{dt} = - \left( \frac{K}{k} \right)^2 \frac{t - ka}{N - Kb} = - 0,444 \frac{t - 1578}{N - 1386} \quad (14)$$

les valeurs des constantes  $k$  et  $K$  étant respectivement égales à 3 et 2, dans l'exemple traité.

Ainsi en dressant un tableau des valeurs de  $N$  correspondant à  $t = 0, 240, 480, 750, \text{ etc.}$ , on pourra déduire de l'équation (13) les valeurs

de  $\frac{dN}{dt}$  puis de

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{60} \frac{dN}{dt}$$

et enfin les valeurs de  $\mu$  données par la relation (6) dans laquelle on fait  $C_1 = 0$

$$\mu = \frac{1}{g} \frac{\rho^2}{r} \frac{d\omega}{dt} - \frac{2C}{2P \times r} \quad (15)$$

( $C$  étant calculé pour chacune des valeurs de  $\omega$  envisagées).

La fig. 9 courbe 1 donne les résultats trouvés, les points étant situés sur une ligne droite jusqu'à une vitesse légèrement supérieure à 100 t/m.

En dessous de cette vitesse, la courbe s'infléchit rapidement vers l'axe des  $x$  et fournit des valeurs très faibles allant jusqu'à 0,001 pour la vitesse de rotation voisine de 0.

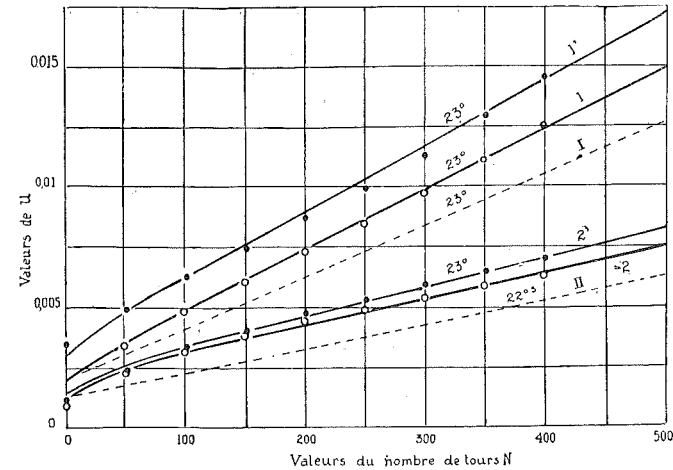


Fig. 9.

Pour la charge de 125 kg. correspondant au cas de la transmission montée avec deux volants, nous avons obtenu par la même méthode, les points de la courbe 2, situés comme dans le cas précédent rigoureusement sur une ligne droite jusqu'à la vitesse de 100 t/m.

En opérant avec le roulement à billes à simple rangée, nous avons obtenu les courbes 1' et 2' respectivement pour les mêmes charges 63 kg. et 125 kg., dans les mêmes conditions de température.

En utilisant la méthode des 4 paliers schématisée par la fig. 5, et en ayant soin de maintenir rigoureusement la même température ambiante 18°, et de mettre soigneusement en régime pour chacune des charges, nous avons obtenu les courbes 1, 2, 3... de la fig. 10, respectivement pour les charges de 35, 68, 95, 125, 200, 275, 350 et 500 kg.

Nous verrons comment les résultats fournis par ces courbes cadrent remarquablement avec les conclusions de la théorie de graissage que nous exposerons plus loin ; et pourtant il ne pourrait être question de supposer qu'elles ont été tracées avec une idée préconçue par notre assistant, M. Hubien, qui n'avait, pas plus que nous d'ailleurs à ce moment, une idée de la manière dont on pouvait relier entre elles, les valeurs trouvées.

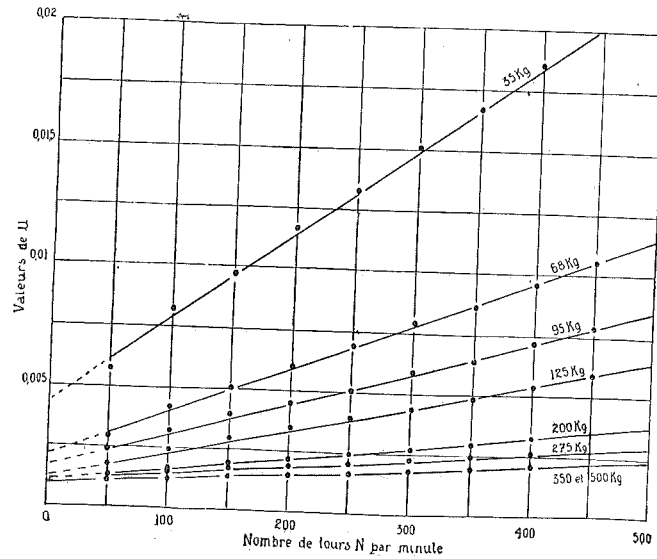


Fig. 10.

La précision relative des résultats ne doit être attribuée qu'aux soins extrêmes apportés par lui dans la réalisation des essais ; sa minutie et sa persévérance ont eu raison des difficultés rencontrées pour mettre en évidence l'influence de la charge et de la température sur la valeur du coefficient de frottement.

Pour établir le rôle fondamental de la température à ce point de vue, il a opéré avec une charge constante de 125 kg., en réalisant des températures ambiantes successives de 12°, 16°, 20° et 24°.

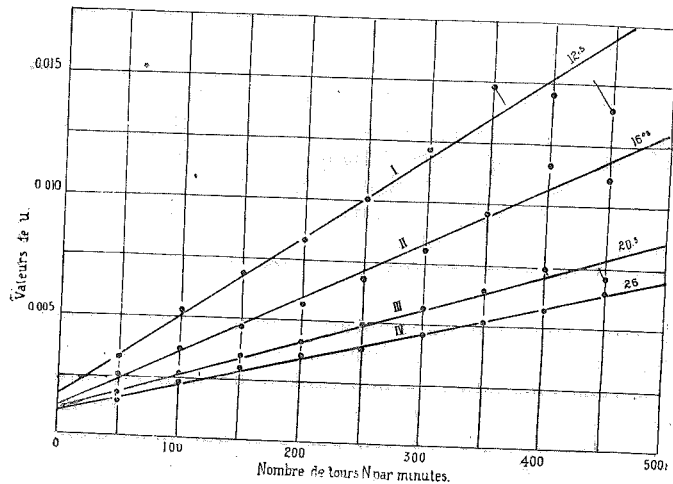


Fig. 11.

En mettant à peu près en régime à cette dernière température, il a pu expérimenter avec des températures de palier de 12°, 16°, 20° et 26°.

Les courbes obtenues ainsi sont représentées fig., 11 la charge de 125 kg. étant appliquée par ressort.

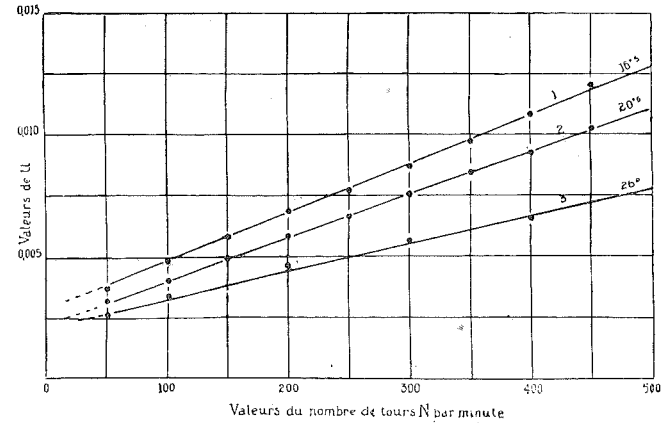


Fig. 12.

Pour le cas d'une charge équivalente appliquée au moyen d'une masse, les résultats sont un peu différents ; ils sont fournis par les courbes de la fig. 12 pour le palier à une seule rangée de billes.

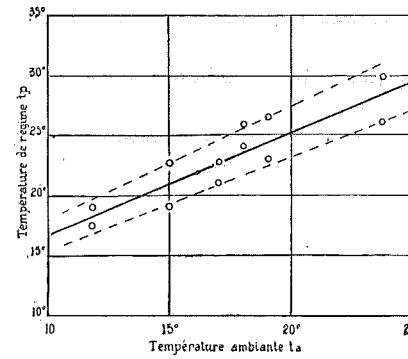


Fig. 13.

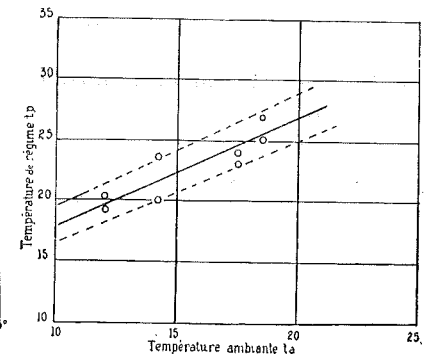


Fig. 14.

La température des paliers était mesurée en appliquant sur chacun d'eux un thermomètre protégé contre le rayonnement par un tampon d'ouate ; nous avons eu soin de nous assurer que la température ainsi observée correspondait bien à la température de l'huile, en effectuant simultanément sur l'un des paliers des mesures avec un thermomètre placé comme il vient d'être dit, et un thermomètre plongé dans l'huile du palier.



Nous avons indiqué dans les diagrammes de la fig. 13 la courbe des températures de régime observées pour la charge de 125 kg. appliquée par ressort, et un nombre de tours de 440 par minute en fonction de la température ambiante.

Fig. 14 nous avons donné la même courbe pour la charge de 250 kg.

Nous avons pu déduire de ces courbes moyennes, les différences entre la température de régime et la température ambiante, pour différentes valeurs de celle-ci, et tracer les courbes de la fig. 15; ces courbes nous permettront par la suite, de déduire la température de régime du palier en fonction de la température ambiante pour la vitesse de 440 tours/minute.

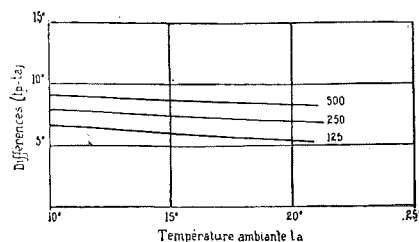


Fig. 15.

La différence de température diminue comme on le voit, à mesure que la température augmente, et cela se conçoit, puisque le coefficient de frottement diminue lorsque la température grandit. Cette différence de température est toutefois influencée par les conditions d'installation : c'est ainsi que nous avons pu noter pour les paliers qui reposaient sur les supports par l'intermédiaire d'une semelle en bois, des températures de régime supérieures de  $1\frac{1}{2}$ -2° à la température normale.

Les essais effectués par la méthode que nous allons exposer, montrent d'une manière particulièrement nette, l'influence de la température sur le couple résistant.

(A suivre).

SOMMAIRE :

Mémoires :	Pages
HANOCQ, Ch. — Etude expérimentale des paliers de transmission effectuée au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège (à suivre) .....	5
TIMMERMANS, Jean. — Le Bureau International des étalons physico-chimiques peut rendre des services signalés à l'industrie belge.....	21
<b>Bulletin :</b>	
DECHERF, E. — Phénomènes rencontrés dans les bronzes impurs.....	30
GYSEN, E. — Théorie de l'arc à deux rotules (suite et à suivre) .....	32
Revue des Périodiques techniques .....	36-48
Sommaire détaillé .....	25
Sommaire des annonces .....	3

# Vannes à Eau

# Vannes à Gaz

les plus robustes

Cie G<sup>le</sup> des CONDUITES d'EAU

LIÈGE

LIVRAISON RAPIDE

529.8b R 24

Mentionnez la R. U. M. en écrivant aux annonceurs



# REVUE UNIVERSELLE DES MINES

DE LA

MÉTALLURGIE, DES TRAVAUX PUBLICS  
DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège. (A. I. Lg.)  
paraissant le 1<sup>er</sup> et le 15 de chaque mois

Revue publiée sous la direction du Comité Scientifique de l'A. I. Lg.

Sommaire: Voir 4<sup>me</sup> page de la couverture

ABONNEMENT } Belgique et Congo Belge : Un an 125 francs  
Etranger : ..... Un an 150 francs  
Le numéro : 10 francs.

RÉDACTION ET ADMINISTRATION : 16, Quai des Etats-Unis, Liège

Imprimerie H. VAILLANT-CARMANNE, 4, Place St-Michel, Liège. - 210.

# Cristalleries

DU

# Val St-Lambert

Quelques spécialités :

- Verres pour lampes de mines
- Verreries de laboratoire en Boromica
- Dalles lumineuses.

Protégez l'Industrie Nationale !

4

407 R 12

REVUE UNIVERSELLE DES MINES, 7<sup>me</sup> SÉRIE, TOME XIV, N° 1