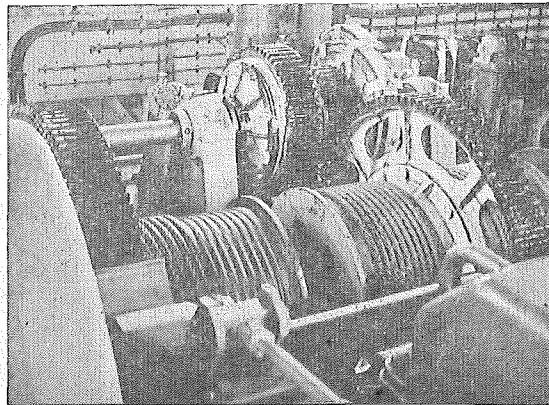


# ROULEMENTS A AIGUILLES



dans le matériel de levage

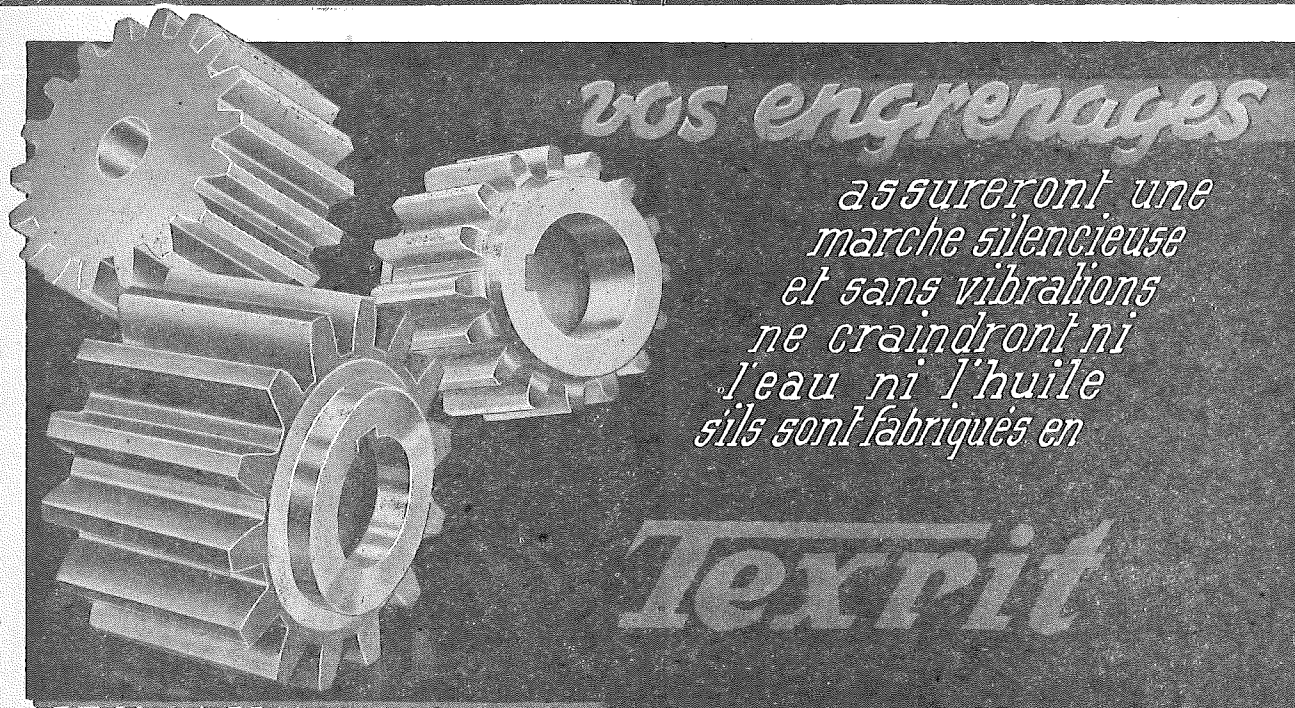


## UN EXEMPLE :

Mécanisme de treuil de levage en service à la Société des Charbonnages de Limbourg-Meuse, à EISDEN, sur 2 ponts-portiques d'une capacité de manutention de 1.200 tonnes-heure construits par les ATELIERS DE CONSTRUCTION MECANIQUE DE TIRLEMONT. L'embrayage à satellites du tambour des câbles d'ouverture des bennes ou du grappin est entièrement monté sur roulements à retenue d'aiguilles, d'alésages allant jusqu'à 180 mm. (500/3)

## Société Belge des Roulements à Aiguilles

4, Rue du Treurenberg — BRUXELLES — Téléphone 17.38.96



*vos engrenages*

*assureront une  
marche silencieuse  
et sans vibrations  
ne craindront ni  
l'eau ni l'huile  
s'ils sont fabriqués en*

*Texipit*

SOCIÉTÉ ANONYME DES  
ÉTABLISSEMENTS

# WANNER

B R U X E L L E S

SOCIÉTÉ BELGE DES MÉCANICIENS  
21, RUE DES DRAPERS  
BRUXELLES

COMMISSION DES PALIERS

## Méthode de calcul d'un palier de transmission

par M. Charles HANOCOQ,

Professeur à l'Université de Liège

Rapporteur de la Commission S.B.M. des Paliers

### INTRODUCTION

Le Comité Scientifique chargé par le Conseil d'Administration de la S.B.M. d'établir un rapport sur la question des paliers, a présenté en 1941, dans le numéro 1 et le numéro 4 de *Standards* (1) des conclusions sur l'étude du graissage en régime hydrodynamique ainsi qu'une méthode de calcul des butées et des paliers porteurs comme conclusion à cette étude.

Elle a laissé toutefois en suspens le problème des calculs des paliers porteurs à refroidissement naturel parce que sa solution ne demandait pas seulement la connaissance d'une théorie capable de fixer la valeur du coefficient de frottement en fonction des variables fondamentales

$\mu$  viscosité absolue,  $N$  nombre de tours,  $p$  pression spécifique, mais encore la loi de dissipation par convection naturelle de la chaleur produite par le frottement.

Sur ce sujet, la documentation scientifique fait presque totalement défaut et, pour en aborder l'étude, il était nécessaire de disposer d'un ensemble de recherches systématiques effectuées sur les paliers de divers types utilisés couramment dans l'industrie.

Le Laboratoire d'Eléments de Machines de l'Université de Liège a abordé la question avec un matériel expérimental bien mis au point au cours des recherches antérieures sur le frottement et grâce à la persévérance et à l'habileté expérimentale de M. L. Leloup, Chef de Travaux, aidé, pour les mises au point du matériel expérimental, de M. Damry, Préparateur-Technicien, il a été possible dans un temps relativement court, d'apporter des conclusions très nettes sur cette question fondamentale si l'on se place au point de vue de la solution du problème que nous voulons aborder ici.

Ces conclusions nous permettent aujourd'hui de proposer une méthode rationnelle et précise de calcul des paliers porteurs à coussinet lisse. A la lumière d'une documentation plus large résultant d'une confrontation systématique des résultats calculés avec ceux observés dans un grand nombre d'applications industrielles, il sera possible au Comité Scientifique de déposer dans un assez bref délai, un rapport accompagné de tableaux et de diagrammes capables de fournir rapidement et d'une manière accessible aux techniciens de bureaux d'études, une solution sûre et satisfaisante de ce problème important.

(1) Voir *Standards*, n° 1, 1941, page 1, et n° 4, 1941, page 121.

Le lecteur pourra trouver dans la R.U.M. un exposé de la méthode suivie pour la recherche de la loi de dissipation de la chaleur des paliers. L'ensemble des résultats sera présenté ultérieurement avec justification des conclusions que nous nous bornerons à présenter ici.

### CHAPITRE I. — LES BASES DU CALCUL.

#### § 1. — Conclusions tirées des essais relativement à la loi de dissipation de la chaleur des paliers.

La quantité de chaleur totale produite par seconde par le frottement, a pour valeur :

$$A P f V$$

$P$  étant la charge,

$V$  la vitesse tangentielle du tourillon,  
 $f$  le coefficient de frottement.

Lorsque le régime est établi, cette quantité de chaleur est dissipée dans le même temps, par convection et par rayonnement.

Les recherches entreprises permettent de dire que la quantité de chaleur dissipée est proportionnelle à la surface extérieure du palier  $S'$  et, en gros, proportionnelle à la différence entre la température du palier et celle de l'air ambiant.

Par température  $t_r$  du palier, nous entendons la température de l'huile, cette température étant en régime, peu différente de celle du coussinet, d'une part, de celle de la surface extérieure du palier, d'autre part.

Pour être tout à fait exact dans une étendue suffisante d'accroissement de température, il convient d'écrire :

$$APfV = A [k_0 S' (t_r - t_a) + k_0 S' (t_r - t_a)^4] \quad (1)$$

le second terme ne prenant d'importance que pour des différences  $(t_r - t_a)$  de 20 à 25°, et paraissant tenir compte du rayonnement du palier.

La valeur de  $k_0$  déduite de l'ensemble des expériences peut être prise égale à :

$k_0 = 3$  pour les paliers à forte liaison entre le coussinet et la surface extérieure;

$k_0 = 2$  pour les paliers ne présentant pas cette caractéristique;

les unités employées étant le kg, le m, la sec, ce qui conduit à

$$3600 A k_0 = \frac{3600 k_0}{427} \text{ Calories par m}^2/\text{heure,}$$

soit 25 Calories par heure et par m<sup>2</sup> dans le premier cas;  
17 Calories par heure et par m<sup>2</sup> dans le second cas.

Cette conclusion essentielle nous paraît établie de façon non discutable alors que certaines recherches antérieures notamment celles de Lasche semblaient conduire à une conclusion diamétralement opposée.

Par suite d'une confusion entre  $f$  et  $f_c$  coefficient de frottement rapporté à la surface du coussinet, les chiffres trouvés pour la valeur de  $A\rho/V$  avaient amené l'auteur à énoncer la loi :

« que la quantité de chaleur dissipée par le palier était » commandée essentiellement par la valeur de la surface du coussinet et ne dépendait que très peu des formes extérieures. »

Cette conclusion introduisit une véritable confusion dans l'étude du dimensionnement des paliers et finalement des erreurs de conception dont on a peine à concevoir la réalité.

En fait, on peut affirmer, à l'opposé de ce que nous venons de rappeler, que seule la surface extérieure intervient dans la quantité de chaleur dissipée par unité de temps, celle-ci étant indépendante des dimensions du coussinet.

On peut ajouter que le mode de graissage n'a aucune influence sur la loi de dissipation de la chaleur, pour autant que la surface de contact entre le corps du palier et le coussinet soit largement établie; il convient toutefois de dire que le mode de circulation d'huile dans le palier prend plus d'importance lorsque la surface du coussinet devient très faible.

## § 2. — Rappel des lois du frottement.

$$\text{Valeur critique de } \frac{\mu N}{p}$$

Nous désignerons dans ce qui va suivre, la valeur de  $\frac{\mu N}{p}$  ( $\frac{r}{a}$ )<sup>2</sup> par X, comme cela a été fait dans le rapport sur le graissage en régime hydrodynamique.

Dans les conclusions tirées de l'étude théorique et expérimentale de la question, nous avons été amenés à faire une distinction entre le cas du coussinet alimenté à la génératrice supérieure et le cas de l'alimentation à la génératrice située dans le plan horizontal. Etant donné que cette distinction n'a de raison d'être que pour des pressions inférieures à 5 kg/cm<sup>2</sup>, nous laisserons tomber cette remarque et nous nous en tiendrons au schéma suivant :

Pour X inférieure à 0,03, la loi qui donne  $f$  en fonction de X est indépendante de  $\frac{r}{a}$ ; elle est fournie par la relation

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

Pour X > 0,03, cette loi peut se mettre sous la forme

$$f = k + k_1 \frac{\mu N}{p} \quad (3)$$

$$\text{avec } k = \frac{0,72}{r/a} \quad k_1 = 16,3 \left(\frac{r}{a}\right)$$

Nous devons ajouter que des expériences très précises et très poussées effectuées dans le Laboratoire d'Eléments de Machines ont permis de fixer la valeur de X en dessous de laquelle le régime hydrodynamique cesse d'exister.

M. Leloup a pu établir avec une très grande certitude que la position de ce point ne dépend pas de la nature du lubri-

fiant, mais seulement de sa viscosité et que c'est à partir du moment où se réalise la valeur de

$$\frac{10^5 \mu V}{\sqrt[4]{P'd/l}} \leq 18,5 \quad (4)$$

que l'on voit cesser le régime hydrodynamique et se substituer un autre régime désigné généralement sous le nom de régime onctueux, au cours duquel le coefficient de frottement croît lentement d'abord, puis de plus en plus rapidement à mesure que la fonction ci-dessus diminue de valeur.

P' désigne dans la relation ci-dessus la charge par unité de longueur du coussinet.

Si l'on introduit dans cette relation la valeur de la pression spécifique  $p$ , on arrive à la relation :

$$C = 10^5 \frac{\mu N}{\sqrt[4]{p}} d^{1/2} l^{1/4} = 6 \quad (5)$$

ce qui conduit pour un rapport  $l/d = 2$

$$C = 10^5 \frac{\mu N}{\sqrt[4]{p}} d^{3/4} = 5 \cdot 10^8 \frac{\mu N}{p} = \frac{5000}{d^{3/4} p^{3/4}} \quad (6)$$

et pour un rapport  $l/d = 1$

$$C = 10^5 \frac{\mu N}{\sqrt[4]{p}} d^{3/4} = 6 \cdot 10^8 \frac{\mu N}{p} = \frac{6000}{d^{3/4} p^{3/4}} \quad (7)$$

les unités, nous le rappelons, étant ici le kg, le m et la sec.

## § 3. — Valeur de $r/a$ la plus favorable.

Lorsque X = 0,03

$$f \left(\frac{r}{a}\right) = 0,72 + 16,3 \left(\frac{\mu N}{p}\right) \left(\frac{r}{a}\right)^2$$

$f$  se présente donc comme une somme de deux termes dont le produit est constant;  $f$  est donc minimum pour la valeur de  $r/a$  qui rend ces deux termes égaux

$$\frac{r}{a} = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{\mu N}{p}}}$$

Cette valeur conduit à dire que la valeur de X qui donne lieu au minimum de  $f$ , est voisine de 0,04.

Pour des valeurs de  $10^8 \mu N/p$  comprises entre 50 et 70, les valeurs de  $r/a$  devraient donc varier entre 300 et 250.

On voit ainsi qu'à mesure que  $\mu N/p$  grandit,  $r/a$  devrait diminuer, ce qui revient à dire que le jeu  $a$  devrait devenir plus important par rapport à  $r$ . Mais d'autres préoccupations que celle de réduire le coefficient de frottement  $f$  interviennent pour fixer  $a/r$  : dans les machines alternatives, on ne peut éviter les chocs dans les articulations soumises à des changements de sens des pressions, qu'en réduisant le jeu relatif à une valeur souvent inférieure à 1/1000.

Pour les machines rotatives à très grandes vitesses angulaires, on peut être amené à réduire le jeu relatif à 1/500 et même à 1/700 pour se rapprocher des conditions théoriques de calcul des arbres à la vitesse critique, qui impliquent de toute évidence une fixité de l'axe idéal de rotation.

Ce que l'on peut retenir c'est que :

1) si rien ne s'y oppose au point de vue du bon fonctionnement mécanique, il n'y a pas lieu de réduire le jeu relatif à une valeur inférieure à 1/250 à 1/300;

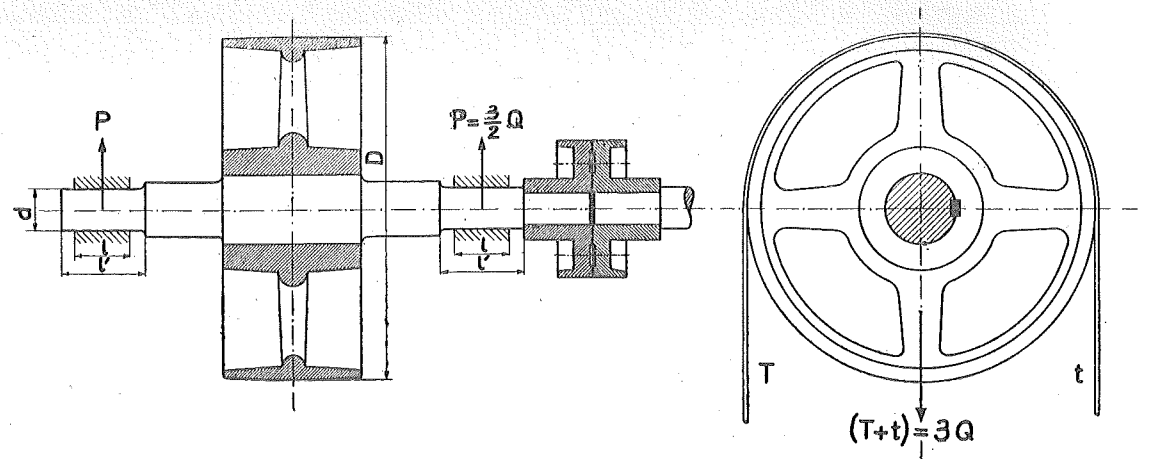


Fig. 1. — Tourillon d'extrémité et tourillon intermédiaire (premier cas limite).

2) jusqu'à 1/500 et même 1/600, le coefficient de frottement reste donné par la relation ci-dessus; pour des valeurs plus faibles, il faut ajouter un terme supplémentaire

$$Af = 2,66 \cdot 10^{-13} \left(\frac{r}{a}\right)^3 \quad (8)$$

3) pour les valeurs de X inférieures à 0,03, le coefficient de frottement suit la loi parabolique indépendante du jeu

4) à partir de  $\mu N/p$  fixé par les relations ci-dessus (6) et (7) respectivement pour  $l/d = 2$  et  $l/d = 1$ , le coefficient de frottement cesse de diminuer pour croître à mesure que  $\frac{\mu N}{\sqrt[4]{p}}$  diminue;

5) au-dessous de  $l/d = 0,8$  (pour adopter une valeur limite), le coefficient de frottement tend à augmenter avec la diminution de  $l/d$  et cela par suite des fuites d'huile latérales qui viennent réduire l'épaisseur théorique de la couche du lubrifiant.

## § 4. — Etude des conditions de résistance mécanique.

### Recherche de la pression $p$ maximum utilisable.

Indépendamment du problème de l'équilibre thermique du palier, il y a lieu d'envisager tout d'abord les conditions d'équilibre mécanique, c'est-à-dire les relations nécessaires entre

$$l, d, p$$

pour que l'équation fondamentale de la résistance des matériaux soit satisfaite, à savoir :

$$\frac{M_i}{Rf} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$M_i$  désignant le moment idéal de flexion calculé en partant du moment de fléchissement  $M_f$  dans la section la plus fatiguée du tourillon et du moment de torsion  $M_t$  appliqué à l'arbre dans cette section.

Nous pouvons examiner deux cas :

a) cas du tourillon d'extrémité.

Dans ce cas, le diamètre étant représenté par  $d$ , la longueur du tourillon à diamètre constant qui s'étend au delà du coussinet jusqu'à l'épaule, par  $l'$  (fig. 1), on pourra évaluer le moment fléchissant dans la section dangereuse  $M_f$  en écrivant

$$M_f = P \frac{l'}{2} = P k' \frac{l}{2} \quad (9)$$

avec  $k'$  pouvant varier de 1,50 à 2,00 suivant le mode de construction et les dispositions prévues pour assurer l'étanchéité du palier et le retour du lubrifiant de l'extrémité du coussinet à l'intérieur du corps du palier.

De là, la valeur de  $d$

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{k' P}{Rf}} \sqrt{\frac{l}{d}} \quad (10)$$

Le diamètre dépend donc de la donnée fondamentale P, du choix du coefficient de résistance  $Rf$ , qui, normalement dans la construction courante avec de l'acier demi-dur, est pris égal 4 kg/mm<sup>2</sup> et enfin du rapport  $l/d$ .

Le rapport admis pour  $l/d$  résulte généralement de la disposition adoptée pour les organes destinés à assurer le graissage; il est souvent plus grand que 2, compris quelquefois entre 2,5 et 3 dans le palier avec bague de graissage fixe sur l'arbre, alors que la théorie indique nettement comme valeur la plus favorable un rapport  $l/d$  égal ou légèrement inférieur à l'unité.

Si nous recherchons la valeur de la pression  $p$  par unité de surface projetée, nous voyons que

$$p = \frac{P}{l \times d} = \frac{P}{d^2 \cdot l/d} = \frac{Rf}{\frac{16}{\pi} \frac{k' P}{Rf} \frac{l}{d}} = \frac{Rf}{\frac{16}{\pi} \left(\frac{-}{-}\right)^2 \left(\frac{-}{-}\right) k' \left(\frac{-}{-}\right)^2} \quad (11)$$

Pour  $Rf = 4$  kg/mm<sup>2</sup> et  $k' = 1,75$ .

$l/d = 2$   $p = 11,2$  kg/cm<sup>2</sup>,

$l/d = 1$   $p = 45$  kg/cm<sup>2</sup>.

b) cas du tourillon intermédiaire.

Nous ne pouvons qu'envisager deux cas limites très simples qui feront toutefois saisir comment varie  $p$  avec  $l/d$  dans un cas plus général que celui envisagé ci-dessus, du tourillon d'extrémité.

1) L'arbre reposant sur deux appuis et portant une poulie à égale distance des appuis, transmet le couple de torsion d'un seul côté, ce qui correspond au cas le plus défavorable (fig. 1). Le poids peut généralement être négligé vis-à-vis de l'effort  $(T + t)$  appliqué à la poulie par la courroie et qui peut être évalué à la limite à

$$T + t = 3 Q.$$

Q étant l'effort tangentiel utile transmis.

Si D est le diamètre de la poulie

$$M_t = Q \times D/2$$



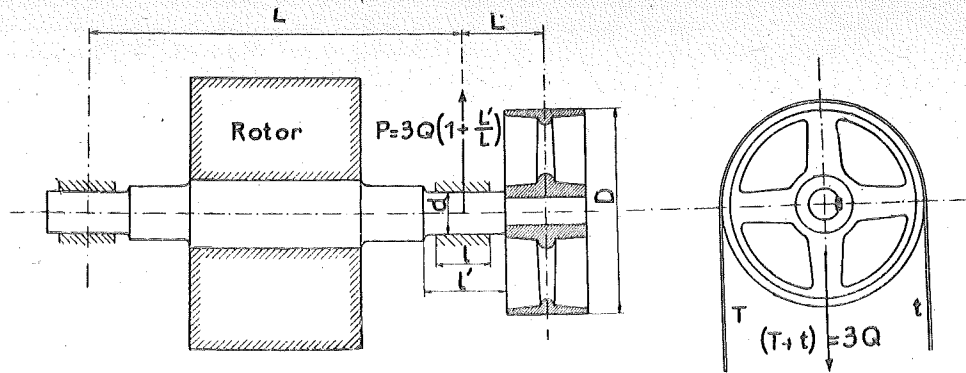


Fig 2. — Tourillon intermédiaire (deuxième cas limite).

et la réaction P des paliers peut être prise égale à

$$P = \frac{T+t}{2} = \frac{3}{2} Q = \frac{3}{2} \frac{2}{D} Mt = \frac{3Mt}{D}$$

Le moment fléchissant Mf ayant pour valeur

$$Mf = P k' \frac{l}{2}$$

on pourra évaluer

$$y = \frac{Mf}{P k' \frac{l}{2}} = \frac{PD}{3} = \frac{2}{3} \frac{l}{k'} \frac{D/d}{l/d}$$

et calculer

$$Mi = Mf \left[ \frac{3}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{1+y^2} \right] = K' Mf \quad (12)$$

avec

$$K' = \frac{3}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{1+y^2}$$

D'où, la valeur de

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{K' k' P}{Rf}} \sqrt{\frac{l}{d}} \quad (13)$$

et de la pression p

$$p = \frac{Rf}{\frac{16}{R} k' K' \left(\frac{l}{d}\right)^2} \quad (14)$$

2) Si nous avons eu affaire à une poulie en porte-à-faux recevant le couple de torsion développé par un rotor placé entre les deux paliers, nous pourrions, négligeant l'influence du poids du rotor sur le couple de flexion, évaluer la réaction au palier situé côté poulie à la condition de connaître le rapport entre les distances L et L' (fig. 2); adoptant pour ce rapport une valeur L'/L = 0,25, nous pourrions dire que

$$P = 3Q \times 1,25 = 3,75 \frac{2}{D} Mt = 7,5 \frac{Mt}{D}$$

avec

$$y = \frac{2}{7,5} \frac{1}{k'} \frac{D/d}{l/d}$$

les valeurs de d et p restant fournies par les relations ci-dessus.

Pour effectuer des calculs numériques correspondant à un cas normal, nous pourrions prendre une valeur

$$D/d = 7,5$$

ce qui conduira à

$$y = \frac{5}{k'} \frac{1}{l/d} \text{ pour le cas de la poulie placée entre les paliers.}$$

$$y = \frac{2}{k'} \frac{1}{l/d} \text{ pour le cas de la poulie en porte-à-faux.}$$

Le cas du tourillon, d'extrémité pourra se traiter en employant les formules (13) et (14) dans lesquelles on fera, y étant nul,

$$K' = 1.$$

Les calculs conduits avec k' = 1,75 et Rf = 4 kg/mm<sup>2</sup> donnent les résultats suivants :

	Pour l/d = 1		Pour l/d = 2	
	d = 1,5 √P	p = 45 kg/cm <sup>2</sup>	d = 2,12 √P	p = 11,2 kg/cm <sup>2</sup>
tourillon d'extrémité				
tourillon intermédiaire				
poulie entre appuis	d = 2,25 √P	p = 20 kg/cm <sup>2</sup>	d = 2,57 √P	p = 7,7 kg/cm <sup>2</sup>
poulie en porte-à-faux	d = 1,75 √P	p = 34 kg/cm <sup>2</sup>	d = 2,24 √P	p = 10,2 kg/cm <sup>2</sup>

On voit donc apparaître clairement cette conclusion, c'est qu'avec des rapports l/d = 2, et, a fortiori, avec des valeurs plus élevées que 2, les pressions p ne peuvent dépasser 12 kg/cm<sup>2</sup> et tombent à 8 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas le plus défavorable, alors qu'avec le rapport l/d = 1, p peut atteindre 45 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas du tourillon d'extrémité et rester supérieur à 20 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas le plus défavorable.

Comme il est de pratique courante de prendre pour le calcul du tourillon d'extrémité une valeur de Rf égale à 4/1,5, on pourrait conclure d'une façon plus conforme que p peut atteindre 35 à 37 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas le plus favorable, et 20 kg/cm<sup>2</sup> dans le cas le plus défavorable, avec le rapport l/d = 1.

Les considérations que nous venons de présenter comme conséquences des recherches effectuées :

sur la valeur du coefficient de frottement f,

sur le point critique,

sur la loi de la dissipation de la chaleur produite par le frottement,

nous permettent à présent d'aborder le problème posé.

CHAPITRE II. — CALCUL DES DIMENSIONS l ET d DU PALIER PORTEUR.

§ 1. — Première méthode.

Les données fondamentales du problème tel qu'il se pose normalement sont respectivement :

- 1) — la charge totale P;
- 2) — le nombre de tours par seconde N;
- 3) — la température ambiante ta;
- 4) — la courbe de la viscosité en fonction de la température,

celle-ci pouvant être représentée d'une façon satisfaisante par une fonction de la forme

$$\mu = \frac{a}{t^n} \quad (15)$$

dans laquelle a et n caractérisent le lubrifiant employé. (Lorsque, pour suivre dans toute l'étendue de la courbe les valeurs expérimentales, il faut faire varier a et n, il est toujours possible de choisir une valeur convenable de ces coefficients pour que dans la région d'utilisation, la loi analytique se superpose suffisamment avec la courbe expérimentale.)

Les trois valeurs essentielles cherchées sont respectivement : d et l diamètre et longueur du coussinet

et tr température de régime du palier.

Les trois équations suivantes font donc connaître la solution :

1° La première équation :

$$p f V = k_c \frac{S'}{S} (t_r - t_a) \quad (16)$$

traduit la condition d'équilibre thermique.

Il s'agit de la loi de dissipation de la chaleur, représentée par la relation (1) dans laquelle on a négligé le second terme en vue de simplifier la solution, mais aussi en vue d'apporter un supplément de sécurité, la température tr ainsi obtenue étant nécessairement supérieure à celle qui serait observée.

Dans cette relation :

S' déjà utilisé, représente la surface extérieure du palier, S est la surface projetée du coussinet, qui a, partant, pour valeur

$$S = l \times d.$$

kc est un coefficient qui ne dépend que de la nature des liaisons entre coussinet et palier. (voir chapitre I, paragraphe 1).

2) la seconde équation

$$10^5 \frac{\mu N}{4\sqrt{p}} l^{1/4} d^{1/2} = C \quad (17)$$

fixe la condition à réaliser pour ne pas tomber en dessous de la valeur critique qui ferait passer le graissage dans le régime dit « onctueux ».

Le facteur C, qui fixe la valeur critique, est égal à 6. L'introduction dans la formule (17) de valeurs telles que 12, 18... garantit le fonctionnement en régime hydrodynamique avec une sécurité de 2, 3... par rapport à la valeur critique.

3) La troisième équation

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{k' K' P}{Rf}} \sqrt{\frac{l}{d}} \quad (18)$$

traduit la condition de résistance du tourillon sous l'action de la force P ainsi que nous l'avons déjà établi, la signifi-

cation et la grandeur des facteurs k' et K' étant fixées respectivement par les relations (9) et (12)

La valeur de f, coefficient de frottement, doit être explicitée, et, suivant que la valeur de X réalisée sera inférieure à 0,03 ou supérieure à 0,03, on utilisera la relation (2) ou la relation (3).

Si l'on résoud ce système des trois équations (16), (17) et (18), on constate qu'avec les huiles normalement utilisées pour le graissage des paliers, les valeurs de l et d sont très faibles et conduisent à des rapports l/d très réduits et à des pressions spécifiques très élevées.

Ainsi, en traitant l'exemple suivant d'un tourillon d'extrémité avec

$$P = 1500 \text{ kg} \quad N = 10 \text{ tours/sec} \quad t_a = 20^\circ$$

$$\mu = 0,06 \text{ à } 20^\circ$$

$$Rf = 4 \text{ kg/mm}^2.$$

nous avons trouvé, C étant pris égal à 12, soit le double du minimum

$$d = 35 \text{ mm} \quad l = 15 \text{ mm} \quad l/d = 0,42 \quad p = 290 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 0,0012 t_r = 51^\circ.$$

L'accroissement de la pression spécifique, par réduction du rapport l/d, conduit comme on le voit, à des valeurs très réduites de f et partant à un haut rendement. Mais d'autres considérations viennent limiter malheureusement ces valeurs, notamment :

a) l'existence de fuites d'huile latérales au coussinet qui prennent de plus en plus d'importance à mesure que l/d diminue et dont la théorie ne tient pas compte, ce qui fait que la valeur de f ne continue pas à décroître autant que l'impliquerait la théorie,

b) la résistance mécanique du matériau employé à la fabrication du coussinet,

c) la nécessité dans la plupart des cas de pouvoir procéder à la première mise en marche sans devoir recourir à une période de rodage pendant laquelle la pression et la vitesse seraient portées à des valeurs inférieures aux limites imposées.

§ 2. — Deuxième méthode.

Les restrictions à la théorie que nous venons de présenter expliquent pourquoi la méthode ci-dessus doit être rejetée et remplacée par la suivante basée sur le choix a priori du coefficient l/d le plus faible compatible avec les conditions pratiques de réalisation et d'utilisation du palier.

Le rapport l/d étant admis en quelque sorte comme une donnée, l'équation (17) doit être abandonnée; les deux autres relations (16) et (18) continuant à s'imposer, la solution est en quelque sorte immédiate pour la fixation de d et de l (relation 18). Il ne reste que la température de régime tr à établir au moyen de la relation (16).

Comme f qui intervient dans cette relation est fourni par une fonction différente selon que X est inférieur ou supérieur à 0,03, il conviendra d'examiner successivement les deux cas possible.

Premier cas : X < 0,03. — Dans ce cas, f est donné par la relation (2) et ne dépend pas du rapport r/a

$$\text{d'où l'on peut tirer } f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{p}}$$

$$p f V = p \pi d N \times 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{p}}$$

$$p f V = p^{1/2} \pi d N \times 7,2 \mu^{1/2} N^{1/2}$$

$$= \frac{P}{l^{1/2} d^{1/2}} \pi d N^{3/2} \times 7,2 \mu^{1/2}$$

soit

$$\rho f V = \frac{7,2 \pi P^{1/2} N^{3/2}}{\sqrt{l/d}} \times \mu^{1/2}$$

En égalant au second membre de (16), on a

$$\frac{7,2 \pi P^{1/2} N^{3/2}}{\sqrt{l/d}} \mu^{1/2} = k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a)$$

et

$$(t_r - t_a) = \frac{7,2 \pi P^{1/2} N^{3/2}}{k_0 S'/S \sqrt{l/d}} \mu^{1/2}$$

$t_r$  étant la température de régime, la valeur de  $\mu$  est donnée par la relation

$$\mu = \frac{a}{t_r^n} \quad (19)$$

d'où, en éliminant  $\mu$ , on peut tirer

$$(t_r - t_a) t_r^{n/2} = \frac{7,2 \pi P^{1/2} N^{3/2} a^{1/2}}{k_0 S'/S \sqrt{l/d}} \quad (20)$$

La résolution graphique de l'équation ci-dessus fait connaître  $t_r$  dès que l'on se fixe le rapport  $S'/S$  de la surface extérieure du palier à la surface projetée du coussinet, valeur qui résulte du tracé du type de palier adopté, tracé effectué avec le rapport admis  $l/d$ .

Connaissant  $t_r$ , on pourra à l'aide de la relation (19) calculer la valeur de  $\mu$  puis de

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

et vérifier ainsi si l'hypothèse de départ  $X < 0,03$  est réalisée. Eventuellement, on pourra choisir  $r/a$  pour qu'il en soit ainsi, tout au moins si cette condition ne conduit pas à une valeur trop éloignée de celle qu'imposent les conditions de service.

D'une façon générale, lorsque les conditions de service n'imposent pas une valeur relativement élevée de  $r/a$ , on pourra s'en tenir, ne fût-ce qu'en se plaçant au point de vue des tolérances de fabrication, à

$$\frac{r}{a} = 250 \text{ à } 300.$$

Si la valeur de  $X$  se révèle comme inéluctablement supérieure à 0,03, il faudra reprendre le calcul en suivant une marche analogue, mais en utilisant la relation (3) au lieu de la relation (2) pour la fixation de  $f$ .

Deuxième cas. —  $X > 0,03$ . — D'après (3),  $f$  dépend du rapport  $r/a$  et le problème ne sera déterminé que si l'on se fixe une valeur de ce rapport

$$f = k + k_1 \frac{\mu N}{\rho}$$

avec

$$k = \frac{0,72}{r/a} \quad k_1 = 16,3 \left(\frac{r}{a}\right)$$

En procédant comme précédemment et en remplaçant dans la condition d'équilibre thermique, on a

$$\pi N \left(\frac{Pk}{l} + k_1 \mu N d\right) = k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a)$$

d'où

$$(t_r - t_a) = \frac{\pi N P k}{l k_0 \frac{S'}{S}} = \frac{\pi N}{k_0 \frac{S'}{S}} k_1 N d \mu$$

Faisant  $\mu = \frac{a}{t_r^n}$ , on a finalement

$$[t_r - (t_a + B)] t_r^n = Y$$

avec

$$(21)$$

$$B = \frac{\pi N P k}{l k_0 \frac{S'}{S}} \quad y = a \pi N^2 \frac{k_1 d}{k_0 \frac{S'}{S}}$$

Ici encore, on obtiendra  $t_r$  par résolution graphique, ce qui permettra de calculer  $\mu$ , puis  $X$  et contrôler si  $X > 0,03$ .

Remarque. — Le problème ainsi résolu, il convient d'examiner si la valeur de  $f$  calculée au moyen de la relation (2) ou (3) suivant le cas considéré, n'est pas éloignée du minimum.

En déterminant la valeur réalisée par la fonction (17)

$$C = 10^5 \frac{\mu N}{\sqrt[4]{\rho}} l^{1/4} d^{1/2}$$

et en la comparant à la valeur critique égale à 6, on pourra se rendre compte de ce qui pourrait être fait en vue de s'en rapprocher.

Si la sécurité peut être estimée trop grande, il est possible, en effet, d'abaisser  $t_r$  en adoptant une huile dont la courbe de viscosité est plus basse.

Si la sécurité doit être regardée comme un minimum, et si  $t_r$  est trop élevé (supérieur à 65° ou 70°), il n'y a rien à faire qu'à augmenter la surface extérieure  $S'$  du palier, ou à assurer par un refroidissement artificiel, un abaissement de cette température.

Généralement, lorsque la valeur de la fonction ci-dessus est inférieure à la limite extrême, c'est presque toujours parce que  $N$  est faible. Dans ce cas, la température  $t_r$  est pratiquement égale à la température ambiante, et partant  $\mu$  étant connu, on peut déterminer immédiatement sans autre calcul la valeur de la fonction, ou, si l'huile peut être choisie à volonté, la valeur de  $\mu$  qui devra être réalisée pour obtenir au moins  $C = 6$ .

Si le régime onctueux ne peut être évité, l'augmentation du rapport  $l/d$  pourra être envisagée, d'abord parce que  $\rho$  sera ainsi réduit et que l'on se rapprochera du minimum possible de  $f$ , ensuite parce que l'on réduira l'usure inévitable si l'on doit fonctionner en dessous de  $C = 6$ .

### § 3. — Applications numériques.

1. Premier exemple (voir « Etude du Palier Porteur », S.B.M., 1941, p. 137).

Nous reprenons le cas traité comme premier exemple, dans le Rapport de la Commission des Paliers, avec les données suivantes :

$$P = 1540 \text{ kg} \quad N = 180 \text{ tours/min} \quad d = 135 \text{ mm} \\ l/d = 2$$

conduisant à  $\rho = 4,22 \text{ kg/cm}^2$ .

Rappelons qu'il s'agissait là du tourillon intermédiaire d'un arbre sur trois appuis.

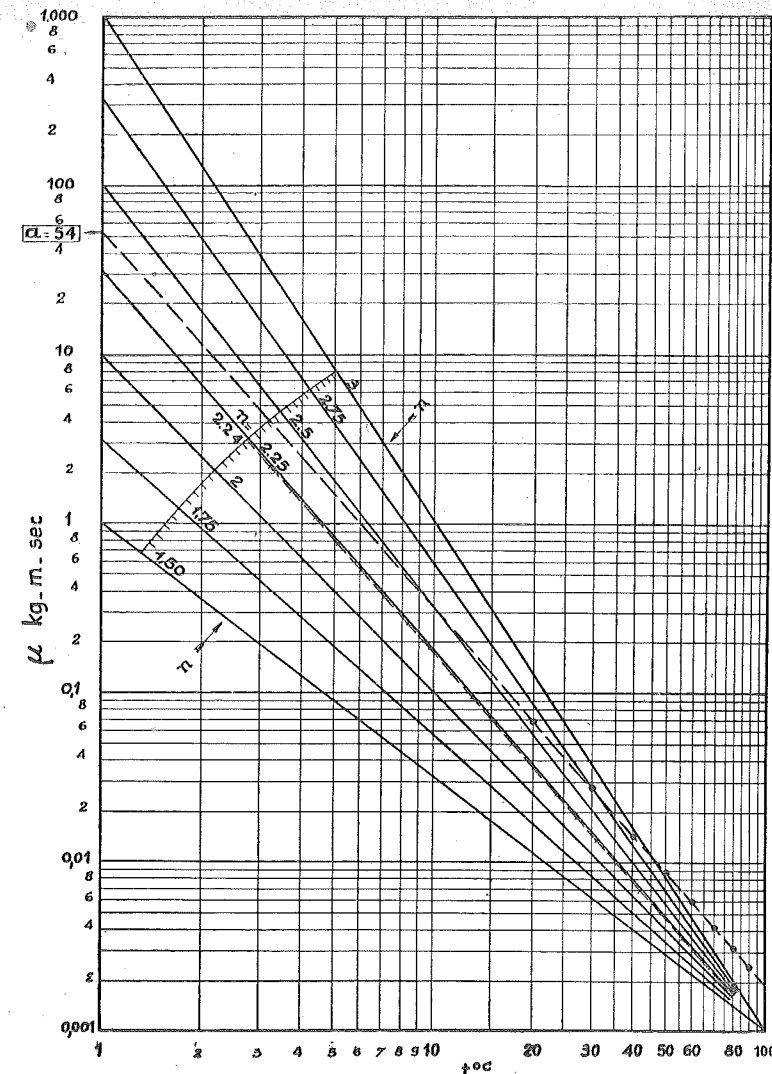


Fig. 3.

Nous choisirons ici le jeu relatif que nous considérons comme le plus favorable

$$\frac{a}{r} = \frac{1}{250}$$

Nous admettrons, par hypothèse, une température ambiante  $t_a = 25^\circ$ , et considérerons que la loi de variation de la viscosité du lubrifiant employé peut être mise sous la forme exponentielle

$$\mu = \frac{a}{t^n}$$

avec  $a = 54$ ,  $n = 2,24$ ,  $a$  et  $n$  étant constants dans toute l'étendue de l'échelle de température, de 10 à 100° par exemple (huile pour transmission, assez visqueuse).

Les valeurs de  $a$  et  $n$  peuvent être obtenues de la manière suivante (fig. 3) : portant les valeurs de la viscosité exprimées dans les unités kg-m-sec, en fonction de la température, en coordonnées logarithmiques, on obtiendra la valeur de  $a$  à l'intersection de la droite passant par les points expérimentaux avec l'axe des ordonnées;  $n$  sera obtenu comme indiqué en menant une parallèle à cette droite et en interpolant au besoin dans le secteur gradué en valeurs de  $n$ .

Le problème n'est, on le conçoit, déterminé que si on défi-

nit le type de palier utilisé; nous admettrons qu'il s'agit d'un palier fixe, pour lequel

$$k_0 = 3 \quad \text{et} \quad \frac{S'}{S} = 20.$$

Si  $X = \frac{\mu N}{\rho} \left(\frac{r}{a}\right)^2$  est supérieur à 0,03 la température de régime sera obtenue en appliquant la relation (21)

$$[t_r - (t_a + B)] t_r^n = Y$$

avec

$$B = \frac{\pi N P k}{l k_0 \frac{S'}{S}} \quad \text{et} \quad Y = a \pi N^2 \frac{k_1 d}{k_0 \frac{S'}{S}}$$

et en employant les unités kg-m-sec.

D'après (3), puisque  $r/a = 250$ , il viendra

$$k = \frac{0,72}{250} = 2,88 \times 10^{-3};$$

$$k_1 = 16,3 \times 250 = 4,075 \times 10^3$$

soit avec

$$P = 1450; \quad N = 3 \text{ (tours/sec)}; \quad d = 0,135;$$

$$l = 2 \times 0,135 = 0,27; \quad a = 54;$$

$$k_0 \cdot S'/S = 3 \times 20 = 60.$$

$$B = \frac{3,1416 \times 3 \times 1540 \times 2,88}{10^3 \times 0,27 \times 60} = 2,58$$

$$Y = \frac{54 \times 3,1416 \times 9 \times 4,075 \times 10^3 \times 0,135}{60} = 14000$$

La résolution graphique donne, avec  $n = 2,24$

$$t_r = 33^\circ$$

soit une élévation de température de  $8^\circ$ , à condition que X soit supérieur à 0,03, ce qui est effectivement réalisé, car

$$\mu = \frac{54}{(33)^{2,24}} = 0,021$$

et

$$X = \frac{\mu N}{\rho} \left(\frac{r}{a}\right)^2 = \frac{0,021 \times 3 \times (250)^2}{4,22 \times 10^4} = 0,093 > 0,03.$$

Nous terminerons l'étude de ce premier exemple en déterminant  $f$ , à l'aide de la formule (3)

$$f = 2,88 \times 10^{-3} + 4,075 \times 10^3 \times \frac{21}{10^3} \times \frac{3}{4,22 \times 10^4}$$

$$= 2,88 \times 10^{-3} + 6,08 \times 10^{-3}$$

soit

$$f = 8,92 \text{ millièmes}$$

et en établissant la sécurité par rapport à la valeur critique par l'évaluation de

$$10^5 \frac{\mu V}{\sqrt[4]{P' d/l}}$$

Nous calculerons donc successivement

$$V = \pi \cdot d \cdot N = 3,1416 \times 0,135 \times 3 = 1,272 \text{ m/sec}$$

$$P' = \text{charge par m courant} = 1540 \times \frac{1}{0,27} = 5700 \text{ kg}$$

d'où

$$10^5 \frac{\mu V}{\sqrt[4]{P' d/l}} = \frac{10^5 \times 0,021 \times 1,272}{\sqrt[4]{5700 \times 1/2}} = 357$$

c'est-à-dire un très large coefficient de sécurité proche de 20, puisque comme nous l'avons vu, le minimum critique n'est que de 18,5.

Il peut être intéressant et utile de contrôler les résultats que nous venons d'établir en recalculant les deux membres de l'égalité

$$\rho f V = k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a)$$

Puisque  $(t_r - t_a) = 8^\circ$ , on a

$$k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a) = 60 \times 8 = 480.$$

D'autre part, avec

$$V = 1,272; \quad f = 8,92 \cdot 10^{-3} \quad \text{et} \quad \rho = 4,22 \cdot 10^4$$

on a

$$\rho f V = \frac{4,22 \times 10^4 \times 1,272 \times 8,92}{10^3} = 477.$$

Deuxième exemple (voir « Etude du Palier Porteur », S.B.M., 1941, p. 138).

Nous traiterons tout d'abord le problème en ne considérant que le refroidissement naturel, et cela afin de justifier la nécessité d'une circulation forcée.

Les données sont les suivantes :

$$P=1850 \text{ kg}; \quad N=3000 \text{ t/min}; \quad d=0,15 \text{ m}; \quad r/a=500;$$

$$l/d=1,3,$$

ce qui conduit à  $\rho = 6,17 \text{ kg/cm}^2$ .

Adoptons une température ambiante de  $20^\circ$ , et une huile de viscosité correspondante à celle admise dans l'étude de 1941 :

$$a = 11,8 \text{ et } n = 2,05.$$

Admettons que pour le type de palier adopté,

$$k_0 = 3 \text{ et } \frac{S'}{S} = 20.$$

Si X est supérieur à 0,03, on a comme dans le cas précédent

$$k = \frac{0,72}{500} = 1,44 \times 10^{-3};$$

$$k_1 = 16,3 \times 500 = 8,15 \times 10^3$$

et avec les unités kg-m-sec

$$P=1850; \quad N=50; \quad l=0,195; \quad d=0,15; \quad k_0 \frac{S'}{S} = 60$$

d'où on peut calculer

$$B = \frac{3,1416 \times 50 \times 1850 \times 1,44}{10^3 \times 0,195 \times 60} = 35,7$$

$$Y = 11,8 \times 3,1416 \times 2500 \times \frac{8,15 \times 10^3 \times 0,15}{60} = 1888 \text{ 200}$$

Par résolution graphique, on pourra tirer, pour

$$(t_a + B) = 55^\circ 7 \text{ et } Y = 1888 \text{ 200}$$

$$t_r = 135^\circ$$

(pour autant que la loi de viscosité soit encore valable sous cette forme lors que  $t_r$  atteint  $135^\circ$  et en supposant que le terme en  $[t_r - t_a]^4$  soit négligeable).

Ces résultats montrent péremptoirement qu'il y a lieu d'utiliser un moyen de refroidissement artificiel soit du palier soit de l'huile entrant dans la circulation. Si l'on adopte  $60^\circ$  pour température de sortie de l'huile on aura

$$\mu = 0,0027 \text{ (à } 60^\circ)$$

ce qui fournit

$$X = \frac{27}{10^4} \cdot \frac{50}{6,17 \times 10^4} \times 25 \cdot 10^4 = 0,55 > 0,03.$$

La valeur de  $f$  ressort donc à

$$f = 1,44 \times 10^{-3} + 8,15 \times 10^3 \times \frac{27}{10^4} \times \frac{50}{6,17 \times 10^4}$$

$$= 1,44 \times 10^{-3} + 18 \times 10^{-3}$$

$$= 0,0194.$$

Si l'on calcule  $10^5 \frac{\mu V}{\sqrt[4]{P' d/l}}$ , on a :

$$\mu=0,0027; \quad V=23,56 \text{ m/sec}; \quad P' = \frac{1850}{0,195} = 9480;$$

$$\frac{d}{l} = \frac{1}{1,3}$$

d'où tous calculs faits une valeur de 700, soit une sécurité supérieure à 35.

Il y aurait lieu, on le voit, de chercher à utiliser une huile notablement plus fluide, étant donné que l'on ne peut agir sur aucun autre facteur.

Troisième exemple :

Cet exemple est traité particulièrement pour montrer l'influence d'une réduction du rapport  $l/d$  et pour rencontrer un cas d'application où X est inférieur à 0,03.

Il s'agit d'un tourillon d'extrémité pour lequel  $P=1200 \text{ kg}; \quad N=900 \text{ tours/min.}; \quad r/a=250; \quad t_n=20^\circ.$

Nous envisagerons successivement les deux cas

$$l/d = 2 \text{ et } l/d = 1.$$

Nous admettrons encore  $k_0 = 3$  (palier fixe) et adopterons pour rapport  $S'/S$ , 20 dans le premier cas ( $l/d = 2$ ) et 35 dans le second ( $l/d = 1$ ), hypothèse qui correspond à un tracé normal.

1° Cas  $l/d = 2$ .

L'huile employée est sensiblement la même que dans le problème précédent avec

$$a = 15; \quad n = 2.$$

Il s'agit d'une viscosité moyenne.

Pour un tourillon d'extrémité, le diamètre  $d$  est donné par la formule (10) c'est-à-dire

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{k' P}{Rf}} \sqrt{\frac{l}{d}}$$

avec  $k'$ , que nous choisissons égal à 1,5

$$\text{et } Rf = \frac{4}{1,5} \text{ kg/mm}^2, \text{ on a}$$

$$d = 2,26 \sqrt{\frac{1,5 \times 1200}{4/1,5}} \times \sqrt{2}$$

$$= 2,26 \times 26 \times 1,41$$

soit

$$d = 85 \text{ mm}; \quad l = 170 \text{ mm}; \quad \rho = 8,3 \text{ kg/cm}^2.$$

Pour  $X > 0,03$ , on a encore comme précédemment, pour  $r/a = 250$

$$k = 2,88 \times 10^{-3}; \quad k_1 = 4,075 \times 10^3$$

d'où, avec  $P = 1200; \quad N = 15; \quad d = 0,085; \quad l = 0,170;$

$$k_0 \cdot S'/S = 3 \times 20 = 60$$

exprimés en kg-m-sec, on trouve

$$B = \frac{3,1416 \times 15 \times 1200 \times 2,88}{10^3 \times 0,17 \times 60} = 16$$

$$Y = \frac{15 \times 3,1416 \times 225 \times 4,075 \times 10^3 \times 0,085}{60} = 61 \text{ 200.}$$

D'où, par résolution graphique, pour

$$(t_a + B) = 20^\circ + 16^\circ = 36^\circ \quad \text{et} \quad Y = 61 \text{ 200}$$

( $n$  étant égal à 2 par hypothèse), on trouve finalement

$$t_r = 56^\circ$$

ce qui correspond à une élévation de température ( $t_r - t_a$ ) de  $36^\circ$ .

On a ensuite

$$\mu = \frac{a}{t_r^n} = \frac{15}{(56)^2} = 0,00478.$$

Contrôlons la valeur de X

$$X = \frac{\mu N}{\rho} \left(\frac{r}{a}\right)^2 = \frac{0,00478 \times 15}{8,3 \times 10^4} \times 6,25 \times 10^4 = 0,054 > 0,03.$$

On peut calculer  $f$

$$f = k + k_1 \frac{\mu N}{\rho} = 2,88 \times 10^{-3} + 4,075 \times 10^3 \times \frac{0,00478 \times 15}{8,3 \times 10^4}$$

$$= 2,88 \cdot 10^{-3} + 3,52 \cdot 10^{-3}$$

$$f = 6,40 \text{ millièmes.}$$

Il reste à déterminer le coefficient de sécurité par rapport à la valeur critique.

Avec  $\mu = 4,78 \times 10^{-3};$

$$V = \pi \times 0,085 \times 15 = 4 \text{ m/sec};$$

$$P' = \frac{1200}{0,17}; \quad \frac{d}{l} = \frac{1}{2}$$

on a

$$\sqrt[4]{P' d/l} = 7,7.$$

d'où on obtient

$$10^5 \frac{\mu V}{\sqrt[4]{P' d/l}} = 10^5 \times \frac{4,78}{10^3} \times \frac{4}{7,7} = 250 \text{ (sécurité 13)}$$

La vérification de

$$\rho f V = k_0 \frac{S'}{S} (t_r - t_a)$$

conduit à  $(t_r - t_a) = 36^\circ$ , d'où le second membre :

$$3 \times 20 \times 36 = 2160$$

comme  $\rho = 8,3 \times 10^4; \quad V = 4; \quad f = 6,4 \times 10^{-3}$ , le premier membre devient :

$$\frac{8,3 \times 10^4 \times 4 \times 6,4}{10^3} = 2125$$

La correspondance est très satisfaisante.

2° Cas  $l/d = 1$ .

Nous supposons que l'on utilise la même huile, ce qui conduit à

$$a = 15; \quad n = 2.$$

Pour déterminer  $d$ , nous appliquons encore la relation (10) et adoptons une valeur de  $k'$  évidemment supérieure à celle du cas précédent, soit

$$k' = 1,8.$$

Pour le même taux de travail,  $Rf = 4/1,5 \text{ kg/mm}^2$ , on a



$$d \times \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{k'P}{Rf}} \sqrt{\frac{l}{p}}$$

$$= 2,26 \sqrt{\frac{1,8 \times 1200}{4/1,5}} \times \sqrt{l}$$

$$= 64 \text{ mm.}$$

Adoptons  $d = 65 \text{ mm}$ , d'où  $l = 65 \text{ mm}$  et  $p = 28 \text{ kg/cm}^2$ .  
Il est à prévoir qu'ici  $X$  sera inférieur à 0,03.  
La valeur de  $f$  est donc donnée par la relation (2)

$$f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu V}{p}}$$

et la température de régime sera fournie par (20)

$$(t_r - t_a) t_r^{n/2} = \frac{7,2 \pi P^{1/2} N^{3/2} a^{1/2}}{k_0 S'/S \sqrt{l/d}}$$

Calculons-en le second membre; on a, avec, comme nous l'avons admis  $k_0 = 3$ ,  $S'/S = 35$

$$\frac{7,2 \times 3,1416 \times 1200^{1/2} \times 15^{3/2} \times 15^{1/2}}{3 \times 35 \times 1} =$$

$$7,2 \times 3,1416 \times 34,6 \times \frac{225}{105} = 1677.$$

c'est-à-dire

$$(t_r - t_a) t_r^{n/2} = 1677.$$

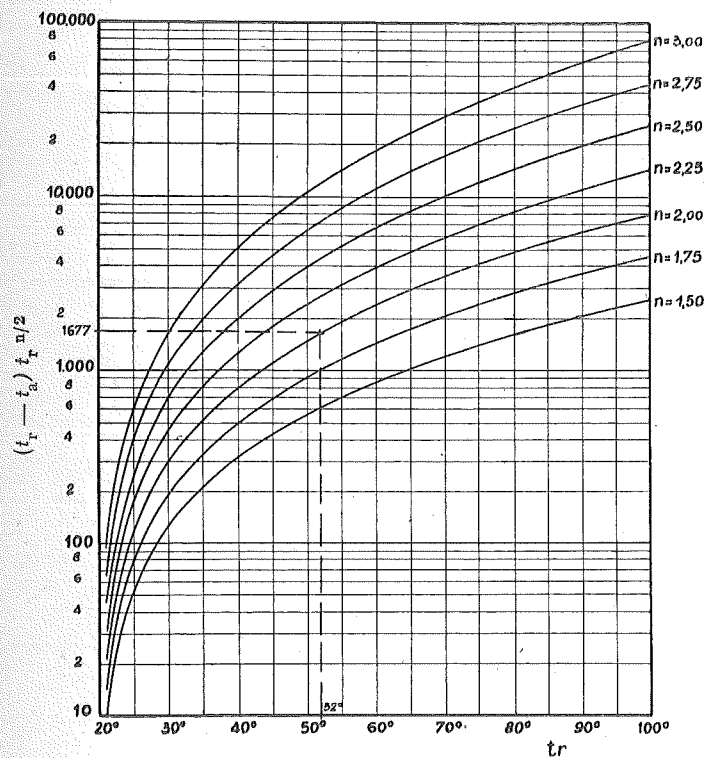


Fig. 4.

Nous donnons à titre d'exemple (fig. 4) les courbes de  $(t_r - t_a) t_r^{n/2}$ , pour une série de valeurs de  $n$  en fonction de  $t_r$ , et pour le cas particulier envisagé ici :  $t_a = 20^\circ$ .  
On trouve, pour  $n = 2$ ,

$$t_r = 52^\circ,$$

d'où  $(t_r - t_a) = 32^\circ$  au lieu de  $36^\circ$  pour  $l/d = 2$ .

Calculant ensuite

$$\mu = \frac{15}{(52)^2} = 0,00555,$$

on pourra contrôler la valeur de  $X$

$$X = \frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{a}\right)^2 = \frac{5,55}{10^3} \cdot \frac{10^3}{28 \times 10^4} \cdot 6,25 \times 10^4 =$$

$$0,0186 < 0,03.$$

Calculons  $f$

$$f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{p}} = 7,2 \sqrt{\frac{5,55}{10^3} \times \frac{15}{28 \times 10^4}}$$

$$= 3,92 \text{ millièmes}$$

au lieu de 6,40 millièmes avec  $l/d = 2$ .

La sécurité par rapport à la valeur critique est certainement diminuée.

Déterminons le coefficient de sécurité :  
avec

$$\mu = 5,55 \times 10^{-3}; \quad V = \pi \times 0,065 \times 15 = 3,06 \text{ m/sec};$$

$$P' = \frac{1200}{0,065}; \quad \frac{d}{l} = 1; \quad \sqrt[4]{P' l/d} = 11,7, \text{ on a}$$

$$10^5 \frac{\mu V}{\sqrt[4]{P' d/l}} = 146$$

soit un coefficient de sécurité 8, très largement suffisant et pouvant encore être réduit sans risques par le choix d'une huile plus fluide.

Le contrôle donne ici :

$$k_0 S'/S (t_r - t_a) = 3 \times 35 \times 32 = 3360.$$

D'autre part

$$p = 28 \times 10^4; \quad V = 3,06; \quad f = 3,92 \times 10^{-3}$$

d'où

$$p f V = \frac{28 \times 10^4 \times 3,06 \times 3,92}{10^3} = 3340.$$

ce qui confirme l'exactitude des résultats.

CONCLUSION

Le dernier exemple traité est susceptible de faire saisir immédiatement l'erreur commise jusqu'à présent dans la pratique courante : l'exagération du rapport  $l/d$ .

Si, en effet, nous comparons la valeur  $(P/V)_2$  pour  $l/d = 2$  à  $(P/V)_1$  pour  $l/d = 1$ , qui représentent les puissances perdues dans les deux cas envisagés, nous voyons que le rapport

$$\frac{(P/V)_2}{(P/V)_1} = \frac{(fV)_2}{(fV)_1} = \frac{6,40 \times 4}{3,92 \times 3,06} = 12$$

est sensiblement égal à 2.

Ainsi, un accroissement de rapport  $l/d$ , amène un accroissement à peu près proportionnel (dans les limites ici envisagées), de la quantité de chaleur à dissiper par seconde.

On comprend, dès lors, pourquoi la température de régime ne peut nullement être abaissée par l'augmentation du rapport  $l/d$  puisque la surface  $S'$  extérieure du palier ne pourra être doublée en passant du cas  $l/d = 1$  au cas correspondant à  $l/d = 2$ .

En réduisant le rapport  $l/d$ , et en conservant les mêmes proportions par rapport à  $d$  sauf à réduire l'encombrement axial un peu moins que proportionnellement à  $l$ , on peut réduire encore le coefficient de frottement  $f$ , mais, alors c'est grâce à une augmentation de la température de régime et aux dépens de la sécurité, abaissée déjà dans le rapport de 13 à 8 en passant de  $l/d = 2$  à  $l/d = 1$ . Il est évident pourtant que 8 reste un chiffre très élevé, qui peut être ramené à 5 ou même à moins dans la plupart des cas.

Il convient de faire remarquer ici, pour mieux faire comprendre l'erreur si généralement admise concernant l'exagération de la valeur du rapport  $l/d$ , que quand on passe du régime hydrodynamique au régime onctueux, c'est-à-dire quand on franchit la valeur critique  $C$ , le seul moyen d'améliorer la situation, c'est d'augmenter  $l/d$  afin de réduire la pression  $p$ . Cette situation ne se présente toutefois que quand la vitesse périphérique  $V$  devient trop faible par suite du faible nombre de tours adopté en régime; mais il faut ajouter immédiatement que le nombre de tours critique est très faible, en dessous de 15 à 20 tours par minute pour les plus petits diamètres.

Il est d'ailleurs possible, dans ces cas extrêmes, de recourir à une huile plus visqueuse, la température de régime se confondant alors pratiquement avec la température ambiante. Le remède n'est toutefois pas applicable lorsque l'on a affaire à des machines à fréquents démarrages tournant à des vitesses angulaires élevées, puisqu'alors la température de régime

s'établit toujours très au-dessus de la température ambiante.

Nous pouvons donc conclure qu'en dehors de cas très exceptionnels, il n'y a aucune raison d'adopter des rapports  $l/d$  supérieurs à l'unité et plusieurs bonnes raisons de s'en tenir à des rapports  $l/d$  de l'ordre de l'unité, 0,8 devant être considéré comme un extrême minimum.

Il est vrai que le praticien sera tenté de croire que l'usure sera beaucoup plus rapide avec un rapport aussi faible. Faut-il dire qu'il n'en est rien : tant que l'on se trouve en régime hydrodynamique, une couche continue d'huile sépare dans toute l'étendue des surfaces, l'arbre du coussinet, et s'il n'en est quelquefois pas ainsi par suite des déformations de l'arbre ou d'un mauvais montage, on peut dire que l'on s'en rapproche d'autant plus que le rapport  $l/d$  est plus faible.

Pour ce qui concerne les erreurs de montage, l'utilisation du coussinet sphérique à défaut de pouvoir réaliser des emboîtements qui assurent la concentricité automatique de l'arbre et du coussinet, amène de ce côté un correctif suffisant et d'autant plus efficace d'ailleurs que  $l/d$  est plus petit.

Il ne subsiste à notre avis aucune objection possible, du moment où la pression spécifique ne dépasse pas 35 à 40  $\text{kg/cm}^2$  et que les matériaux employés pour l'arbre et le coussinet aient fait leur preuve, au point de vue du rodage sous charge normale et à vitesse normale.

Lorsqu'on peut assurer par une période transitoire le rodage à pression et à vitesse croissantes, les pressions spécifiques ci-dessus peuvent encore être largement dépassées.