

RECHERCHE DE LA LOI DE DISSIPATION DE LA CHALEUR DANS LES PALIERS A REFROIDISSEMENT NATUREL,

par Ch. HANOCQ,
Professeur émérite de l'Université de Liège.

Lorsque l'ingénieur *des Constructions statiques* franchit le seuil de la Mécanique appliquée à *la Construction des machines*, il se trouve confronté immédiatement avec toutes les difficultés d'un problème nouveau pour lui, celui

du tracé et du calcul,

(le calcul se faisant à postériori) *des organes du mouvement qui, par définition, font partie de la machine.*

Ce problème qui relève essentiellement des connaissances acquises sur la lubrification, est donc fondamental pour l'ingénieur mécanicien.

Malheureusement, ces connaissances ne sont pas toutes du domaine scientifique, et l'ingénieur mécanicien se voit forcé d'y suppléer, en opérant *par comparaison* ; après une analyse des solutions ayant déjà subi, dans des conditions analogues, l'*épreuve de la pratique*, il fait un choix des formes et des proportions retenues antérieurement.

Une telle méthode suffit dans beaucoup de cas ; elle ne peut être considérée toutefois comme valable dans toutes les circonstances.

La première objection c'est que l'*extrapolation reste dangereuse*, là comme ailleurs, si l'on a affaire à des vitesses ou à des pressions exceptionnelles.

La deuxième objection, aussi grave que la première, c'est qu'une erreur dans le tracé (et il en existe) tend à se propager indéfiniment, par le respect instinctif de la loi de similitude.

Conscient de l'importance de ce problème et des difficultés de créer, même au moyen d'une documentation très large, un enseignement cohérent dans ce domaine, j'ai consacré une bonne partie de mon activité, à *l'étude de la lubrification des paliers, organes fondamentaux dans la construction des machines.*

Étude longue et difficile, qui devait nécessairement comprendre deux parties :

Une première, consacrée à la recherche théorique et expérimentale du coefficient de frottement dans les paliers ;

Une deuxième consacrée à la recherche de la loi de dissipation de la chaleur dans ces mêmes paliers.

Non sans difficultés, je dois le dire, nous avons résolu dans les années comprises entre 1920 et 1930, les problèmes se rapportant à la première partie.

N'utilisant à l'origine que les paliers de transmission *commercialisés*, nous avons voulu, dans la pensée dominante de toujours nous rapprocher des conditions réelles de service, *utiliser la méthode directe, par ralentissement.*

L'arbre de transmission, soutenu par deux paliers identiques, chargé par le poids d'un ou de deux volants (fig. I) de masse appropriée, est attaqué à la vitesse de N t/minute, par un arbre moteur isolé.

Le tronçon d'arbre moteur fait face à l'arbre expérimenté et est connecté avec lui au moyen d'un accouplement à griffes, qui peut être débrayé, dès que la température de régime est atteinte.

En notant la courbe de ralentissement de la transmission, il est possible de déterminer ainsi le couple M absorbé par l'arbre, reposant sur ses deux paliers.

Par la suite, et pour pouvoir faire varier la charge dans les plus grandes limites, nous avons appliqué au palier d'extrémité, par un étrier porté par deux paliers à billes (*a*), un effort mesuré par un dynamomètre (fig. I et fig. 4).

Plus tard, en vue de disposer d'un moyen de contrôle, nous avons pris des dispositions (voir fig. 15*b*) pour être en mesure

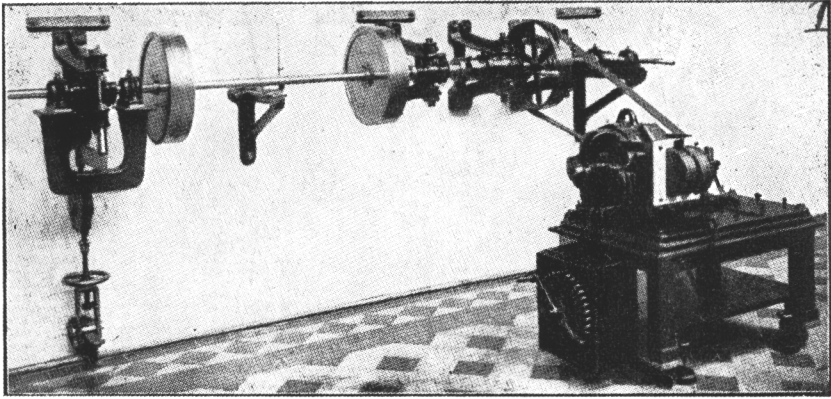


FIG. 1.

d'établir le *couple appliqué au coussinet, couple que nous désignerons par M_c* .

Lorsque les deux méthodes furent bien mises au point, nous nous sommes aperçu que le coefficient de frottement (fig. 2) défini par la relation :

$$f = \frac{M}{P \times r} \tag{1}$$

(P étant la charge, r le rayon de l'arbre), ne correspondait pas au coefficient f_c que nous pouvions déduire immédiatement de la mesure directe du couple M_c au coussinet en écrivant :

$$f_c = \frac{M_c}{P \times r} \tag{2}$$

Entre les deux, des différences pouvaient atteindre jusqu'à 300% et plus. On peut établir, en effet, par la voie théorique que (voir fig. 2)

$$f = f_c + \frac{e \sin \psi}{r} \tag{3}$$

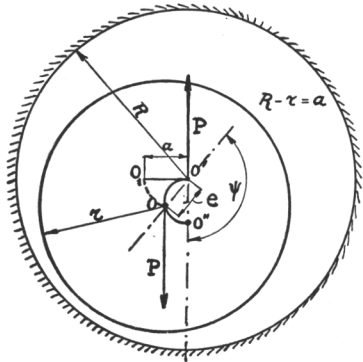


FIG. 2.

Avec les jeux radiaux a adoptés dans les paliers normaux de transmission, les rapports $\frac{a}{r}$ peuvent descendre jusqu'à 1/150 et même 1/100 ; $\frac{e \sin \psi}{r}$ prend alors pour des fortes charges, une valeur égale à $2 f_c$ et plus.

Or, tous les essais antérieurs, effectués depuis *Thurston*, en passant par *Stribeck*, et par *Lasche*, se bornaient à la mesure plus simple évidemment, du couple M_c au coussinet.

De là, des erreurs considérables qui *faussaient* complètement l'évaluation de la quantité de chaleur émise par le frottement.

De là aussi une situation inextricable lorsqu'on voulait, en partant de la quantité de chaleur Q , évaluée en fonction de f_c

$$Q = A\phi f_c V \quad (4)$$

déterminer la loi de dissipation de la chaleur dans le palier. Ce que l'on portait, en effet, en *ordonnées* dans le diagramme donnant la valeur $(\phi f_c V)$ en fonction de la différence des températures $(t_r - t_a)$

t_r étant la température de régime,

t_a la température de l'air ambiant,

n'avait aucun rapport avec la variable indépendante $(t_r - t_a)$: les points étaient éparpillés sans que l'on puisse décentement tracer courbe valable entre ceux-ci.

Grâce à la méthode que nous avons mise au point de la mesure directe du couple à l'arbre, nous pouvions déduire véritablement la valeur de la quantité de chaleur, en écrivant :

$$Q = A\phi f V \quad (5)$$

f étant cette fois le coefficient de frottement VRAI

V la vitesse périphérique de l'arbre

ϕ la pression spécifique par une unité de surface projetée du coussinet S :

$$\phi = \frac{P}{S} \quad (6)$$

S étant ainsi par définition, égal à

$$S = l \times d \quad (7)$$

Faute de la distinction que nous venons de faire entre f et f_c , et partant de la mise au point d'une méthode appropriée, pour la mesure du couple à l'arbre, la recherche de la loi de dissipation était vouée à un échec total.

Aujourd'hui, connaissant :

- 1) le diamètre d et la longueur l du coussinet,
- 2) le jeu relatif $\frac{a}{r}$ maintenu entre l'arbre et le coussinet,
- 3) la charge P , le nombre de tours N par seconde,
- 4) le coefficient de viscosité absolue μ de l'huile utilisée à la température de régime t_r , il est possible de calculer f le coefficient de frottement vrai et partant, la quantité de chaleur dissipée par seconde :

$$Q = A p f V \times S \quad (8)$$

S étant la surface projetée du coussinet.

La quantité de chaleur Q dissipée par seconde, peut d'autre part, se mettre sous la forme

$$Q = \varphi(t_r - t_a) \times S' \quad (9)$$

S' désignant la surface extérieure du palier, t_a désignant la température ambiante.

En égalant les deux valeurs de la quantité Q , nous disposerons d'une relation faisant connaître la température de régime t_r .

Tout le problème que nous allons aborder ici, est donc celui de rendre explicite la fonction $\varphi(t_r - t_a)$.

Cette fonction étant connue, l'ingénieur chargé d'incorporer dans l'ensemble de la machine, le palier qu'il vient de dessiner, saura fixer avec certitude, la température t_r , qui sera atteinte en régime, température déterminante au point de vue de la sécurité de fonctionnement.

Par température du palier, nous entendons, comme tout le monde, la température du bain d'huile, alors que ce qui règle l'évacuation des calories, c'est la température superficielle t_e de la paroi EXTERNE du palier.

UNE PREMIÈRE DIFFICULTÉ va donc se présenter :

Comment établir la valeur du rapport K entre la différence $(t_e - t_a)$ et la différence $(t_r - t_a)$

$$K = \frac{t_e - t_a}{t_r - t_a} \quad (10)$$

De quoi dépend cette valeur de K ? Nous verrons qu'elle dépend :

1) de l'importance de la circulation de l'huile à l'intérieur du corps du palier,

2) de l'importance des liaisons entre le coussinet et la paroi extérieure,

en un mot, DE LA STRUCTURE DU PALIER.

Dans un premier effort de synthèse, nous avons constaté que le coefficient K variait avec le type de palier :

de 1.00 pour le type le plus ramassé (type V)

à 0.70 pour le type le plus délié, avec une circulation intérieure médiocre (type III) (voir tableau II ci-après).

AUTRE DIFFICULTÉ :

Que faut-il entendre par surface extérieure du palier ?

La surface de la semelle d'appui (c) (fig. 3) que nous désigne-

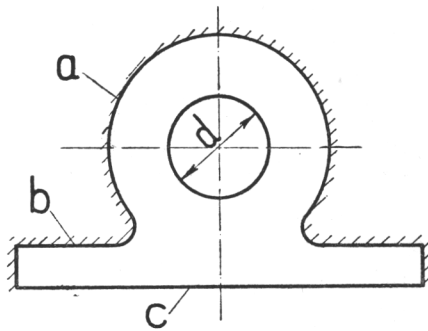


FIG. 3.

rons par S''' , peut être isolée dans certains cas, et alors elle ne joue aucun rôle ; l'appui peut être métallique et dans ce cas, elle joue sensiblement le même rôle que la surface extérieure S' , dont la valeur est égale à $(a + b)$.

Nous avons tout rapporté à la surface S' parce que des essais préalables avaient *paru montrer* que la surface S''' n'intervenait que dans une proportion relativement faible.

Nous verrons, par des essais indirects, que l'on ne commet, au contraire, aucune erreur appréciable, *lorsque le contact du palier*

avec son support est métallique, en admettant que la surface S'' joue le même rôle que la surface S' , si bien que nous aurons à faire intervenir ultérieurement, un rapport r :

$$r = \frac{S' + S''}{S'} = 1 + \frac{S''}{S'} \quad (11)$$

lorsque nous voudrions passer de la formule convenant pour la semelle isolée, à la formule convenant pour la semelle métallique.

Ce rapport varie avec les formes du palier ; nous les avons consignés dans le tableau I pour les différents paliers essayés.

DIFFICULTÉ INATTENDUE :

Impossible de coordonner les résultats observés, si l'on n'admet pas que l'arbre intervient dans le phénomène de la dissipation, POUR UNE PART IMPORTANTE.

De part et d'autre du palier, une surface globale S'' de l'arbre provoque l'écoulement vers l'extérieur, d'une partie de la chaleur qui a été produite par le frottement le long de la surface portante de l'arbre.

A notre connaissance, cette observation n'avait jamais été faite et il en résultait que toute tentative d'établir une formule rationnelle pour l'évaluation de la quantité de chaleur dissipée par le palier, DEVAIT ÉCHOUER.

Rien que d'évident dans ce fait (*évident, après y avoir profondément réfléchi bien entendu*), puisque, dans le phénomène du frottement, la moitié de l'énergie produite va à l'arbre, et l'autre moitié va au coussinet, l'action étant égale à la réaction.

Lorsque l'écoulement latéral par l'arbre est entravé, on comprend que la part dissipée par l'arbre soit réduite à une valeur inférieure à la moitié, et ce sera l'objet de l'étude que nous envisageons de mener à bien, de dégager l'importance de ce facteur dans l'ensemble.

En tout cas, répétons-le, faute de cette remarque sur le rôle de l'arbre, AUCUNE SYNTHÈSE VALABLE n'eût été possible.

Ayant fait ressortir dans cette introduction, comment se pose le problème, son importance et sa complexité, nous allons, dans le chapitre I, rendre compte des essais qui se sont prolongés de 1929 à 1949.

TABLEAU I.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Type	d mm	l/d	S cm ²	a cm ²	b cm ³	c cm ²	$S' =$ $a + b$	S'/S	$\frac{q + v}{s} =$ $\frac{v}{s_0} \frac{1}{s}$	$\left(\frac{v}{s_0} \frac{1}{s} + 1 \right) \frac{1}{s}$
I	40	2,4	25,7	572	200	160	772	30,0	0,21	36,2
	60	2,25	63,7	1281	438	300	1719	27,0	0,18	31,8
II	40	3,90	55,0	844	—	20	844	17,2	0,03	17,7
	40	3,75	53,0	844	—	20	844	17,9	0,03	18,0
III	40	4,50	73,0	1544	100	139	1644	22,6	0,09	24,7
	60	2,90	105,0	1660	148	185	1808	17,2	0,10	18,9
IV	40	1,50	24,0	688	174	150	862	35,8	0,18	42,2
V	40	1,00	16,4	—	—	90	564	34,5	0,16	40,0

CHAPITRE I^{er}

COMPTE RENDU DES ESSAIS SUR LES PALIERS

§ 1. LA MÉTHODE UTILISÉE.

La méthode utilisée exige que la température ambiante t_a puisse être maintenue constante, car il n'y a en fait, égalité entre la quantité de chaleur Q développée par le frottement, et la quantité de chaleur dissipée dans le milieu ambiant, que si le régime est préalablement établi.

Or, cette mise en régime stricte n'est réalisable que si l'on peut assurer au cours de l'essai, une température constante t_a du milieu ambiant.

De là, l'utilisation d'une chambre isothermique représentée fig. 4 en projections, et dont la photographie de la fig. 5 donne une vue d'ensemble.

Comme l'agitation de l'air autour du palier essayé, pourrait modifier la loi de convection, nous avons isolé le palier dans la chambre, en réduisant l'organe de commande à un arbre auto-orientable (fig. 4).

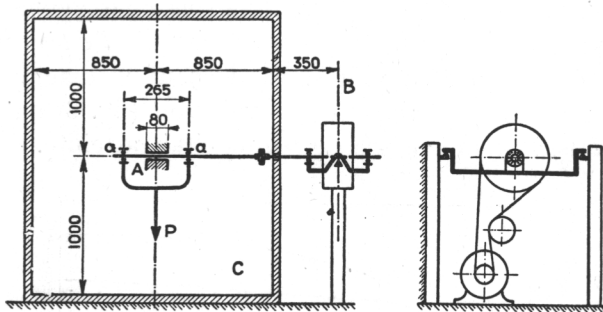


FIG. 4.

Par cette précaution, nous nous mettons dans la situation de pouvoir affirmer que les valeurs trouvées pour fixer les coefficients caractéristiques, correspondraient bien au cas le plus défavorable : celui où la ventilation occasionnelle est strictement nulle.

En d'autres termes, avec les valeurs ainsi établies, nous pourrions dire que le calcul doit conduire à une valeur de t_r limite qui n'est dépassée qu'en cas de mauvais montage ou d'une exécution laissant à désirer.

La détermination du couple appliqué à l'arbre, aurait pu se faire au moyen d'un torsiomètre, ce qui aurait simplifié beaucoup la durée des essais et des calculs subséquents.

Ne disposant d'aucun appareil pour la mesure directe d'aussi petits couples, nous avons eu recours à la méthode *par ralentissement* qui nous avait si bien servi antérieurement.

Pour pouvoir faire varier la charge P dans de grandes limites, nous avons utilisé un étrier A porté par deux roulements à billes (a) (fig. 4) sur lequel agissait par l'intermédiaire d'un levier, un dynamomètre.

Le volant d'inertie placé à l'extérieur de la chambre était soutenu par un cadre articulé, de façon à éliminer toute possibilité de réaction supplémentaire sur le palier essayé.

Grâce à un radiateur placé sous la dépendance d'un thermostat, il était possible de maintenir dans la chambre, une température ambiante donnée à $\pm 1^\circ$ à $1\ 1/2^\circ$.

La température de régime de l'air ambiant t_a pouvait être portée à une valeur comprise entre 25° et 50° , pour fixer les idées.

Nous avons conduit la plupart des essais à une température ambiante t_a de 28° .

Pour établir la température de régime t_r du palier, nous faisons tourner l'arbre à la vitesse de N t/m. que nous avons choisie pour l'essai, et nous faisons des lectures de l'extérieur de la chambre, de 15 en 15 minutes. En traçant le diagramme de $(t_r - t_a)$ en fonction du temps, on pouvait voir (fig. 6) qu'après 4 ou 5 heures, la température de régime était atteinte.

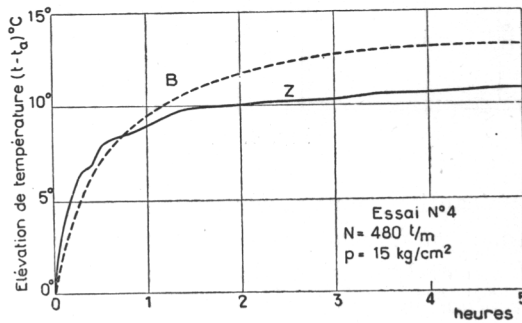


FIG. 6.

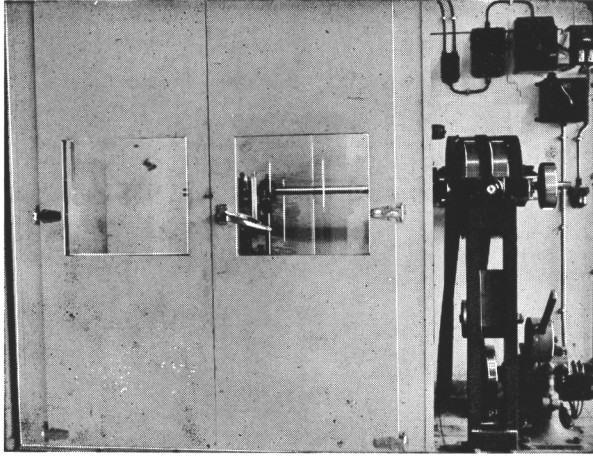


FIG. 5.

A ce moment, nous supprimons la courroie de commande qui mettait en rotation le volant, par l'intermédiaire d'un tendeur, et nous notions la courbe de ralentissement, en fonction du temps.

Comme nous avons établi *préalablement* les courbes de ralentissement pour l'ensemble, volants paliers à billes du groupe moteur, et cela pour différentes températures, nous étions en mesure de connaître le couple *absorbé par la partie motrice*.

La différence entre le couple mesuré pour l'ensemble et ce dernier, nous faisait connaître le couple *absorbé par le palier essayé, augmenté du couple correspondant aux deux paliers à billes soutenant l'étrier*.

Ce dernier nous était connu par des essais préalables, que nous avons menés à bien entre 1922 et 1924.

Ces essais préalables nous permettaient donc de déduire du couple observé, la valeur du couple

$$M = (Pfr) \tag{12}$$

correspondant au palier, et partant, la valeur *vraie* de f .

Connaissant f et la valeur de ϕ pression spécifique par cm^2 de la surface projetée du coussinet

$$\phi = \frac{P}{S}$$

nous pouvions calculer (ϕfV) (13)

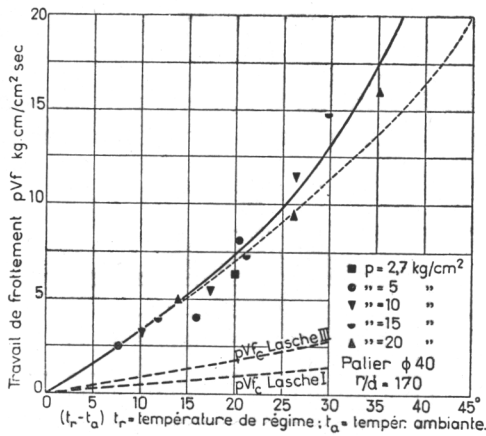


FIG. 7.

c'est-à-dire, la quantité d'énergie, exprimée en kg cm/cm^2 dissipée par sec, en fonction de $(t_r - t_a)$.

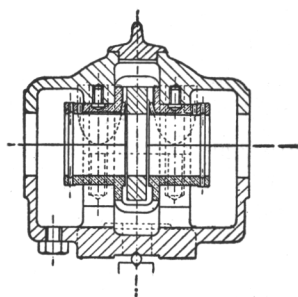


FIG. 8.

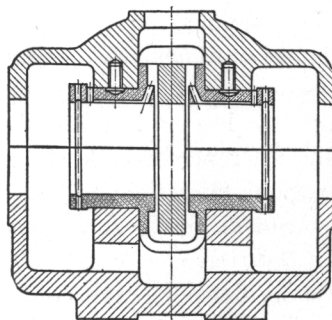


FIG. 9.

Le diagramme de la fig. 7 donne, à titre d'exemple, le résultat obtenu, sans aucun matériel approprié pour la mise en régime.

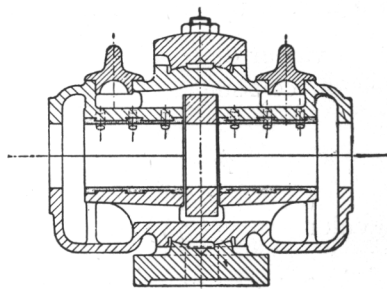


FIG. 10.

Le palier utilisé à cette fin représenté fig. 15b est du type II d'un diamètre de 40 mm. ; nous reviendrons sur les détails de

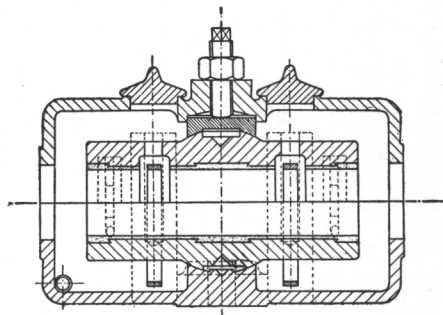


FIG. 11.

cette construction qui visait à permettre la mesure du couple au coussinet.

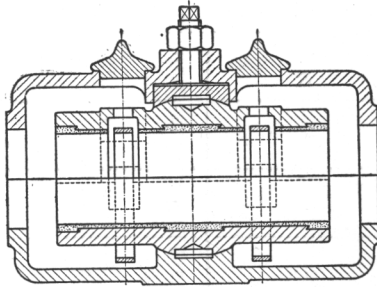


FIG. 12.

Toute la recherche expérimentale dont nous allons rendre compte, a consisté à faire les relevés nécessaires pour pouvoir tracer un diagramme analogue à celui de la fig. 7 et cela pour des paliers de différents types et de différents diamètres d'arbre.

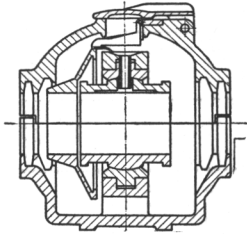


FIG. 13.

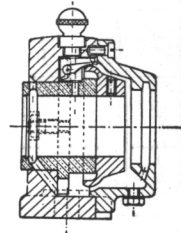


FIG. 14.

Les courbes ainsi obtenues peuvent toutes se représenter d'une façon *très satisfaisante*, par l'équation :

$$p f V = k(t_r - t_a) + k'(t_r - t_a)^4 \quad (14)$$

les valeurs de k et de k' variant avec le type et avec les dimensions.

§ 2. LE MATÉRIEL D'ESSAI.

Les essais ont porté systématiquement sur des paliers de transmission du commerce, à *graissage mécanique*, que le tableau I fait connaître, tous étant dessinés dans les figures ci-dessus à la même échelle 1/5.

Les types IV, V et VI, (fig. 15a), ont été créés par nous, pour pouvoir mettre en évidence :

le rôle du rapport l/d .

le rôle de la structure du palier.

Nous avons donné dans le n° 7 9^e série, tome III de la R. U M. (1947) toutes les courbes expérimentales tracées pour ces différents paliers.

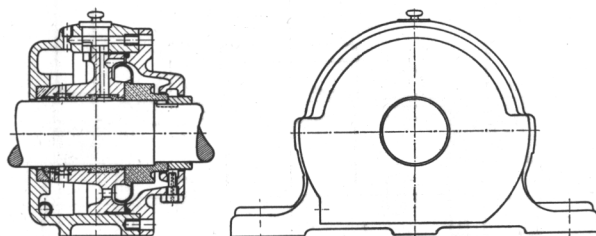


FIG. 15 a.

Nous n'en reproduisons ici que quatre, à titre d'exemple :

fig. 16 — type I — \varnothing 40

fig. 17 — type I — \varnothing 60

fig. 18 — type IV — \varnothing 40

fig. 19 — type V — \varnothing 40

§ 3. LES RÉSULTATS D'ESSAIS.

Les résultats obtenus avec les moyens que nous venons de décrire, ne sont pas en contradiction avec ceux que nous avons établis antérieurement entre 1928 et 1929, avec le palier de 40 du type II (voir tableau II) aménagé comme l'indique la fig. 15b en vue de pouvoir mesurer le couple au coussinet.

Nous avons reproduit sur la fig. 7 en pointillés, la courbe établie au cours des essais actuels, pour le palier dessiné fig. 10 identique à celui de la fig. 15b. La différence entre les deux courbes paraît considérable ; une partie de l'écart est dû à l'accroissement de surface extérieure : lorsqu'on passe du palier fig. 15b au palier fig. 10, les surfaces d'appui des rotules ont disparu, mais elles ont été remplacées par deux appendices rapportés, permettant le placement des roulements à billes de support.

Compte tenu de la disparition des rotules, le rapport $\frac{S''}{S'}$ passe de 0,03 pour le palier fig. 10 à 0,18 pour le palier fig. 15b.

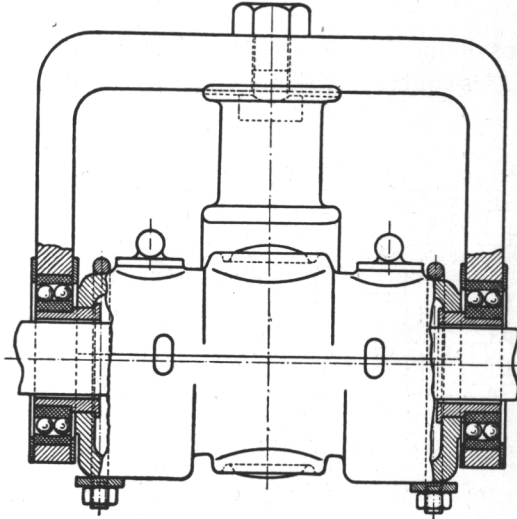


FIG. 15 b.

De ce fait, la valeur de k de la formule (14) passe de 0,295 à 0,330.

Pour ce qui est du second terme dont la valeur est fixée par le coefficient k' , la différence est plus considérable et il faut l'attribuer à ce que, dans les essais de 1928-1929, nous ne disposions pas d'un moyen suffisamment parfait pour établir le régime et fixer ainsi la vraie valeur de $(t_r - t_a)$.

Comme cette valeur intervient à la 4^e puissance dans le second terme, on comprend l'importance de l'erreur que l'on introduit dans la relation caractéristique : lorsque l'on adopte, du fait que le régime n'est pas établi, une valeur trop faible de $(t_r - t_a)$, l'on déduit de l'identification des résultats observés et calculés une valeur de k' beaucoup trop élevée. Ainsi apparaît la nécessité des dispositions prises ultérieurement, pour *assurer une mise en régime parfaite*.

On trouvera dans le tableau II, les valeurs de k et k' résultant des diagrammes expérimentaux dont les fig. 16 — 17 — 18 et 19 donnent les tracés, à titre d'exemple.

En examinant les colonnes (6) et (7) on peut se rendre compte

de la variation des valeurs de k et k' avec le type et avec les dimensions.

Si on multiplie le premier membre de l'équation (14) par la surface S projetée du coussinet, on obtiendra la *quantité totale* d'énergie produite par le frottement par seconde, dans le palier envisagé.

D'autre part, la quantité de chaleur dissipée par le palier, par seconde, peut s'évaluer en fonction de la surface extérieure S' du palier.

Si, au lieu de faire intervenir la différence de température ($t_r - t_a$), on rapporte le tout à la différence ($t_o - t_a$), il y aura lieu d'introduire les coefficients k_o et k'_o , comme cela apparaît dans la formule (16).

Pour le cas où la semelle n'est pas isolée, la surface extérieure doit être multipliée par le rapport r de la formule (11), si bien que l'on doit écrire :

$$SpfV = S' \left(I + \frac{S''}{S'} \right) [k_o K(t_r - t_a) + k'_o K^4 (t_r - t_a)^4] \quad (16)$$

En identifiant la valeur de $SpfV$ tirée de la relation (16) avec celle fournie par la relation (14), on voit que les valeurs de k_o et k'_o seront données par les relations :

$$k_o = 10^2 \frac{k}{K \left(I + \frac{S''}{S'} \right) \frac{S'}{S}} \quad (17) \quad k'_o = 10^2 \frac{k'}{K^4 \left(I + \frac{S''}{S'} \right) \frac{S'}{S}} \quad (18)$$

lorsqu'on utilise *cette fois, comme unités*, le kg, le m., la sec.

Ces valeurs sont inscrites dans les colonnes (8) et (9). On voit que les variations sont plus faibles, mais qu'elles dépendent encore :

- 1) des dimensions,
- 2) de la structure du palier, bien que nous ayons déjà fait varier la valeur de K avec le type, entre 1,00 et 0,70.

CHAPITRE II.

PREMIÈRE ANALYSE DES RÉSULTATS OBSERVÉS

§ 1. INFLUENCE DE LA SURFACE DU COUSSINET.

Étant donné la position prise par *Lasche* et plus tard par *Pfalz*, il importait, dès le début de cette étude, de mettre en évidence que la quantité de chaleur dissipée par le palier, dépend essentiellement de la surface extérieure S' et PAS DU TOUT de la surface S du coussinet.

Cette affirmation paraît évidente aujourd'hui, mais elle avait été niée à la suite des expériences antérieures, où confondant f avec f_0 , on introduisait dans l'évaluation de la quantité de chaleur apportée par le frottement, des erreurs de 300%.

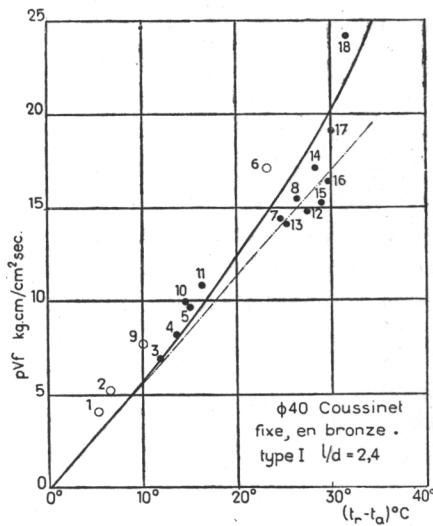


FIG. 16.

Nous plaçant au point de vue particulier que nous venons de souligner, nous avons exécuté des essais comparatifs avec deux paliers de $\phi 40$ mm. de diamètre :

l'un à rotules extérieures représenté fig. 10,
l'autre à rotules intérieures représenté fig. 11.

En suralésant le coussinet sur le quart de la longueur de ceux-ci, de part et d'autre de l'axe, nous avons ramené les surfaces portantes S de :

53 cm² à 26 cm² pour le premier,
73 cm² à 36 cm² pour le second.

La surface extérieure S' du palier étant restée la même, le rapport $\frac{S'}{S} \left(1 + \frac{S''}{S'}\right)$ est donc passé de

17,2 à 36 pour le premier, soit pour le rapport 2,04
24,7 à 50,0 pour le second, soit pour le rapport 2,02

Or, nous avons obtenu pour k respectivement 0,297 et 0,360. Avec les paliers transformés dans leur portée les valeurs de k observées étaient respectivement de 0,630 et 0,700 c'est-à-dire

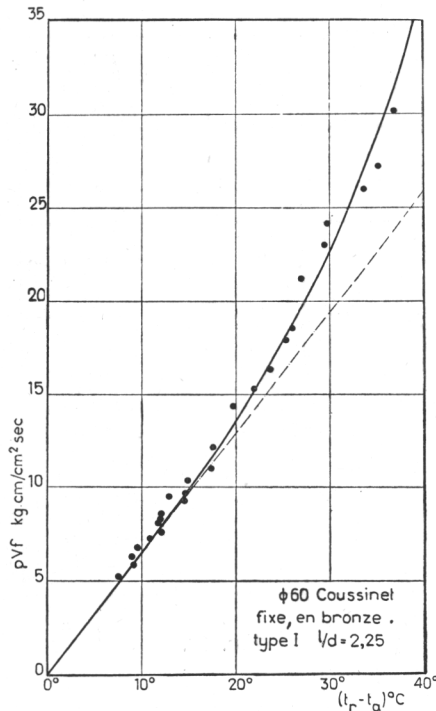


FIG. 17.

des valeurs qui, divisées par les rapports ci-dessus, passaient à 0,309 au lieu de 0,297, à 0,347 au lieu de 0,360.

Nous voyons ainsi que les valeurs de k ne diffèrent de celles notées pour les mêmes paliers, avec leur coussinet normal, que de $\pm 3 \frac{1}{2}\%$.

La conclusion est donc formelle :

Le surface extérieure S' seule compte, *et non la surface projetée* S du coussinet.

§ 2. INFLUENCE DE LA STRUCTURE DU PALIER. VALEUR DU COEFFICIENT K .

Ceci établi, nous pouvons rapprocher tout d'abord les résultats obtenus avec le type I et avec le type III, que nous avons pu expérimenter chacun avec deux diamètres, l'un de 40, l'autre de 60 mm.

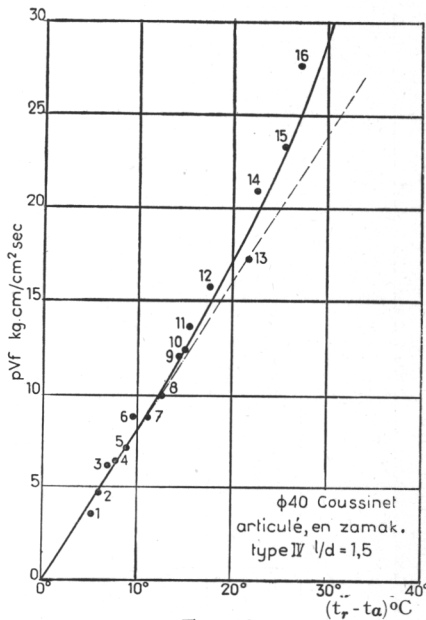


FIG. 18.

Si nous nous bornons à rapprocher les valeurs de k_0 pour les différents types, réalisés avec le même diamètre, nous voyons

que, malgré l'introduction d'un coefficient K variable avec le type (nous pourrions l'appeler *coefficient de structure*,) la valeur de k_0 est loin d'être constante.

Nous verrons que cela tient à ce que l'écoulement de la chaleur par l'arbre, est influencé également par la structure du palier, plus particulièrement par le rapport l/d .

Avant d'aborder cette question, nous voudrions faire ressortir, que le coefficient K doit être d'autant plus éloigné de la valeur limite l'unité, que :

- 1) les liaisons entre le coussinet et le corps du palier sont *plus faibles* ;
- 2) que la circulation de l'huile à l'intérieur du palier est *moins active*.

Les valeurs que nous avons admises *subjectivement* il faut le dire, pour les différents types, s'appuient :

- 1) sur une vérification expérimentale pour le type IV, type sur lequel nous avons fait porter nos recherches complémentaires, en utilisant le *chauffage artificiel* : ces recherches dont nous rendons compte au chapitre IV suivant, permettent de fixer la valeur expérimentale de K ;
- 2) sur la concordance qui doit exister entre la valeur expérimentale du second terme en k'_0 , et la valeur calculée, concordance qui ne peut apparaître que si la valeur de K qui y figure à la 4^e puissance, a été bien choisie.

Pour le type III dont les liaisons avec le corps extérieur sont ramenées à la surface très faible des rotules, nous avons dû faire descendre le coefficient K jusqu'à 0,70 pour obtenir la concordance que nous venons de signaler, du second terme.

Entre le type I et le type II qui utilisent tous deux le même mode de graissage, nous avons dû admettre pour K une valeur 0,80 pour le premier, 0,85 pour le second, toujours en vue d'obtenir une concordance satisfaisante pour le second terme.

En vérité, dans le type II, la circulation provoquée par la bague est extrêmement active du fait que le flux est renvoyé latéralement dans l'épaisseur du coussinet, et s'écoule par une série de trous radiaux sur la génératrice supérieure du tourillon, alors que dans le type I cette circulation est rendue inefficace ou à peu près, par le fait que l'écoulement latéral ne peut se faire

que par deux trous de faible diamètre, si bien que la presque totalité du flux passe par dessus le raclor, formant barrage, sans prendre un contact étendu avec le coussinet.

§ 3. INFLUENCE DU DIAMÈTRE d .

Malgré l'énorme effort déployé pendant de nombreuses années pour mener à bien cette recherche, nous ne possédions encore en 1946, au moment où nous voulions aborder une première tentative de synthèse, que des résultats expérimentaux valables pour deux diamètres, 40 et 60 mm. et cela, pour deux types seulement.

Or, un premier coup d'œil sur le tableau II que nous venions de dresser à ce moment, permettait de se rendre compte de l'énorme influence du diamètre sur la valeur du terme le plus important, celui calculé en fonction de k_o .

Pour le type I en effet, et pour $d = 40$, $k_o = 1,93$
pour $d = 60$, $k_o = 2,57$

Pour le type III et pour $d = 40$ $k_o = 2,08$
 $d = 60$ $k_o = 2,47$

Nous ne pouvions pourtant envisager de poursuivre la recherche en créant des modèles de paliers nouveaux, pour prolonger la série du type I par exemple, avec des diamètres de

$$d = 80, 100, 120.$$

Non seulement il aurait fallu continuer l'effort expérimental pendant plusieurs années encore, mais le coût de ces nouvelles recherches, compte tenu de la nécessité de dessiner et de réaliser des paliers nouveaux, compte tenu aussi de la nécessité de rééquiper d'un matériel plus lourd la chambre isothermique, aurait dépassé toutes les prévisions.

Nous avons pensé à ce moment, qu'il existait tout de même dans l'industrie des exemples d'application où l'on pouvait disposer avec une approximation suffisante de tous les éléments nécessaires à l'analyse complète des résultats : c'est le cas notamment des groupes de convertisseurs rotatifs, dont les arbres peuvent atteindre des diamètres de 250 et plus.

Dans ces applications, la charge est parfaitement connue ; les températures de régimes t_r sont relevées régulièrement, en même

temps que la température ambiante t_a , en cours de fonctionnement.

Pour les dimensions a , l , et $\frac{a}{r}$ il est facile de les obtenir avec l'indication des tolérances de fabrication. Il suffisait dès lors, pour permettre l'analyse, de disposer d'un échantillon de l'huile utilisée.

Les Ateliers de Constructions électriques de Charleroi ont bien voulu mettre à notre disposition, tous les documents nécessaires à cette fin.

Nous tenons à les en remercier à nouveau, ici.

Grâce à nos recherches antérieures sur le coefficient de frottement f , entièrement confirmées par tous les résultats obtenus au cours de ces nouvelles expériences, il suffisait de connaître μ pour la valeur de t_r relevée ; la valeur de f est, en effet, déterminée par la relation

$$f = 7,2 \sqrt{\frac{\mu N}{p}} \text{ si } X = \left(\frac{\mu N}{p}\right) \left(\frac{r}{a}\right)^2 \leq 0,03 \quad (19)$$

$$f = 7,2 \frac{a}{r} + 16,3 \left(\frac{r}{a}\right) \left(\frac{\mu N}{p}\right) \text{ si } X \geq 0,03 \quad (20)$$

Connaissant f , le produit pfV s'en déduit immédiatement.

Parmi les paliers ainsi auscultés, nous avons choisi *celui qui n'était pas ventilé*, et qui se rapprochait le plus possible dans sa forme du type I, d'un diamètre égal à 190 mm.

Pour ce palier $\frac{S'}{S}$ pouvait être pris égal à 36 ; le coefficient $K = 0,90$ ⁽¹⁾.

Nous étions donc en mesure d'en déduire k_o , à la condition de prendre pour k'_o la valeur moyenne trouvée pour les paliers des différents types essayés au Laboratoire ; k_o déduit dans ces conditions, devient égal à

$$k_o = 2,90.$$

(1) 0,90 et non 0,80 étant donné l'importance des liaisons du coussinet avec le corps du palier et l'abondance de la circulation obtenue par 2 bagues de graissage flottantes ; cette valeur de 0,90 à d'ailleurs été confirmée par des calculs ultérieurs.

Pour le palier du type V, les résultats d'essais montraient que k_o pouvait être pris égal à 3,10 ⁽¹⁾ (fig. 19).

Cette valeur très élevée par rapport à la valeur de k_o trouvée pour les autres paliers, nous apparaissait comme une limite.

Elle était due :

1) à la très grande compacité des formes et à la très forte circulation d'huile qui faisaient tendre K vers l'unité ;

2) au très faible rapport $\frac{l}{d}$ qui permettait à l'arbre d'intervenir pour la moitié dans les échanges avec l'extérieur.

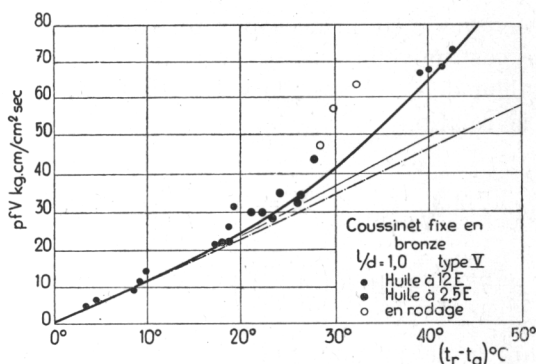


FIG. 19.

Nous avons été amené ainsi à regarder k_o relevé sur type V, comme la valeur limite, celle que l'on observe quand l'arbre joue dans les échanges le rôle limite, et nous l'avons représentée par k_∞ .

Évaluons le rapport $\frac{k_\infty}{k_o}$ pour les différents diamètres du type I ; nous trouvons ainsi :

$$\text{pour } d = 4 \text{ cm} \quad Y = \frac{k_\infty}{k_o} - 1 = \frac{3,10}{1,93} - 1 = 0,60 \quad (22)$$

$$\text{pour } d = 6 \text{ cm} \quad Y = \frac{k_\infty}{k_o} - 1 = \frac{3,10}{2,27} - 1 = 0,21 \quad (23)$$

⁽¹⁾ Nous avons à ce moment tracé la droite tangente à l'origine, à la courbe expérimentale (fig. 19) un peu plus haut que celle qui figure en point-tirets et que nous avons retenue pour nos calculs ultérieurs ; le coefficient angulaire de la courbe en trait fin conduit à $k_o = 3,10$.

$$\text{pour } d = 19 \text{ cm} \quad Y = \frac{k_{\infty}}{k_o} - 1 = \frac{3,10}{2,90} - 1 = 0,07 \quad (24)$$

En portant en abscisses le diamètre, en ordonnées les valeurs de Y , nous avons obtenu les points de la fig. 20 ; nous avons pu ainsi nous rendre compte du rôle considérable joué par le diamètre et pour représenter la courbe de Y en fonction de d , nous avons choisi la forme :

$$Y = \frac{a}{d^3 + a} \quad (25)$$

qui conduit à

$$\frac{k_o}{k_{\infty}} = \frac{d^3 + a}{d^3 + 2a} \quad (26)$$

Quand d tend vers zéro, $\frac{k_o}{k_{\infty}}$ tend vers $1/2$.

L'explication est immédiate : *quand l'arbre ne joue aucun rôle dans les échanges avec le milieu ambiant, la surface totale qui dissipe la chaleur, se ramène à la surface S' du corps du palier.*

Quand le diamètre grandit, k_o tend vers k_{∞} , c'est-à-dire vers une valeur *double*, ce qui signifie que tout se passe comme si la surface S'' de l'arbre, qui participe aux échanges, était égale à la surface S' du corps du palier lui-même.

A la remarque qui pourrait être faite que l'on arrive ainsi par le calcul, à des longueurs λ de l'arbre, mesurées de part et d'autre de l'axe du palier, qui dépassent les valeurs possibles, nous répondrons que la surface réelle qui dissipe la quantité de chaleur évacuée par l'arbre, est plus faible du fait que la température qui règne le long du coussinet, n'est pas égale à t_r , mais égale à t_s , température superficielle du coussinet et de l'arbre nettement plus élevée que t_r . Comme nous n'introduisons pas cette notion dans nos calculs, pour ne pas les compliquer, nous nous en tiendrons à la valeur fictive S' qui sous la différence de température fictive ($t_r - t_a$) conduit à la quantité de chaleur réellement évacuée par l'arbre.

Compte tenu de cette remarque, nous pouvons donc écrire, si nous continuons à calculer les échanges en fonction de ($t_r - t_a$)

$$k_o = \frac{k_{\infty}}{2} \times \frac{S' + S''}{S'} \quad (27)$$

d'où :

$$\frac{k_o}{1/2 k_\infty} = \frac{S' + S''}{S'} = 1 + y = 2 \frac{d^3 + a}{d^3 + 2a} \quad (28)$$

y désignant le rapport $\frac{S''}{S'}$. Ainsi l'ordonnée y a pour valeur en fonction de d et de a :

$$y = \frac{d^3}{d^3 + 2a} \quad (30)$$

En donnant à a la valeur 64 dans la relation (25), nous avons trouvé la courbe de la fig. 20 qui passe par les deux points expérimentaux, correspondant aux diamètres 4 cm et 6 cm, sans trop s'écarter du point correspondant au diamètre de 19 cm pour lequel nous ne disposons, pour le fixer, que de documents moins sûrs.

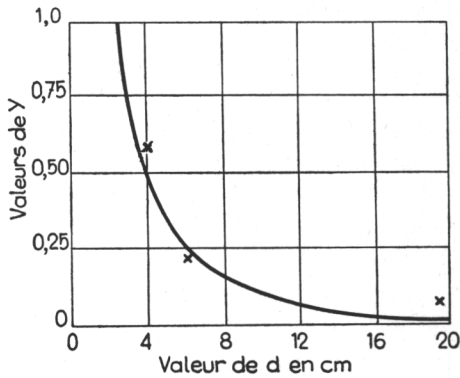


FIG. 20.

mentaux, correspondant aux diamètres 4 cm et 6 cm, sans trop s'écarter du point correspondant au diamètre de 19 cm pour lequel nous ne disposons, pour le fixer, que de documents moins sûrs.

En posant

$$d_1 = \sqrt[3]{2a} \quad (31)$$

nous pouvons calculer y par la relation

$$y = \frac{d^3}{d^3 + d_1^3} \quad (32)$$

d_1 prenant la valeur pour le type I, de 5 cm.

Ceci veut dire que, pour le type I, le diamètre d pour lequel y est égal à $1/2$, est de 5 cm.

Nous avons tracé fig. 21, le diagramme des valeurs de y , pour différentes valeurs de $x = \frac{d}{d_1}$ en donnant à d_1 , la valeur $d_1 = \sqrt[3]{a}$.

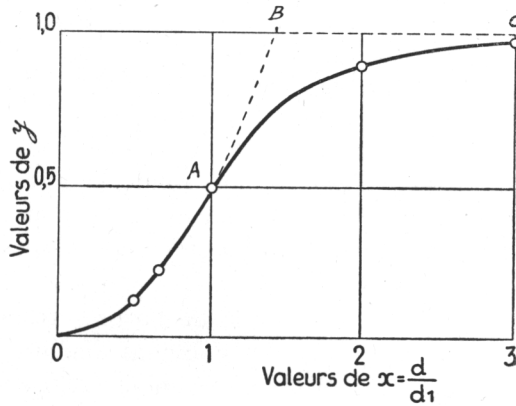


FIG. 21.

On voit que y n'atteint la valeur 1 que pour $x = \infty$ mais dans la réalité pour $x = 3$, y atteint déjà : 0,96.

C'est sur cette relation de base que nous avons tenté, en 1947, une synthèse des résultats expérimentaux ; cette synthèse nous avait conduit à des relations *qui sont encore entièrement valables aujourd'hui*.

Leur défaut était de faire apparaître comme coefficient d'échange k_0 , un nombre assez éloigné de la valeur renseignée dans la table des constantes physiques, et de donner à y une valeur calculée par une *relation moins nettement fondée sur des résultats d'expérience*.

CHAPITRE III.

ANALYSE DÉFINITIVE DES RÉSULTATS OBSERVÉS

En vue de faire disparaître l'anomalie que nous venons de signaler, et de donner une base plus solide,

1) à notre hypothèse sur la valeur de K que nous admettions comme constante, quelle que soit la différence ($t_e - t_a$), sans l'avoir établi expérimentalement ;

2) à notre hypothèse sur le rôle de l'arbre et sur la valeur du facteur $(1 + y)$, que nous ne pouvions déduire que d'une relation empirique, peu satisfaisante, nous avons décidé dès cette époque 1946, de reprendre des essais sur le palier du type IV qui était particulièrement bien approprié à cette fin, mais cette fois en utilisant le *chauffage par une résistance électrique*, et en mesurant au moyen de couples thermoélectriques, la température superficielle de la paroi extérieure du palier.

Nous rendrons compte de ces essais dans le chapitre IV.

Pour le moment et en vue de pouvoir opérer une synthèse définitive, nous nous bornerons à souligner les principales conclusions tirées de ces essais.

I. Le coefficient K défini par la relation (10), est bien une constante pour un type de palier déterminé.

La fig. 26 montre qu'il peut être pris égal, pour le type IV, à 0,875.

II. Des essais effectués avec un arbre en *ébonite* et avec la semelle du palier *isolée* de son support, il ressort que le coefficient d'échange avec le milieu ambiant, par m^2 et par heure, et pour 1° de différence de température, doit être pris égal à

11,7 calories ⁽¹⁾.

(¹) Ce nombre correspond à la valeur toujours citée de 10 calories lorsque pour calculer la quantité de chaleur dissipée, on prend pour différence de température, celle qui existe entre le fluide chauffant et l'air ambiant, et non comme c'est le cas dans cette étude celle qui existe entre la paroi extérieure et l'air ambiant.

Cela conduit pour nos calculs, à écrire, puisque k_0 est exprimé en kgm par m² et par sec. :

$$k_0 = 1,38(1 + \gamma)$$

puisque

$$1,38 = 11,7 \times \frac{425}{3600}$$

III. Lorsque le palier est en contact métallique avec son support, par l'intermédiaire de la surface S'' de la semelle, celle-ci joue sensiblement le même rôle que la surface S' (par m² bien entendu) ce qui revient à dire que les résultats calculés en ne faisant intervenir que la surface S' du corps, doivent être multipliés par le rapport

$$(r) = 1 + \frac{S''}{S'} \quad (33)$$

IV. Pour ce qui concerne le rôle de l'arbre, on peut dire que les résultats des essais par chauffage indirect, sur le palier muni d'un arbre en ébonite (dans un coussinet suralésé naturellement) ont montré de façon irréfutable son importance. Le facteur $(1 + \gamma)$ pour le cas du type IV utilisé dans les essais par chauffage indirect, est égal à 1,57 ; la valeur calculée en partant de la relation (32) si on donne à d_1 la valeur 3,60 est bien égale à 1,57.

C'est en nous appuyant sur ces conclusions, que nous sommes arrivés cette fois, à *coordonner d'une façon plus que satisfaisante, l'ensemble de tous les résultats expérimentaux dont nous disposions.*

Au cours des tâtonnements qui nous ont conduit à cette constatation, nous avons compris que la valeur de d_1 de la formule (32) fixant la valeur de γ en fonction de d dépendait essentiellement de la valeur du rapport l/d et tendait rapidement vers une asymptote d'ordonnée égale à l'unité.

Pour $l/d = 2,5$ qui correspond en chiffres ronds au palier du type I, d_1 peut être pris égal à 4 cm.

Pour $l/d = 1,5$ qui correspond au palier du type IV, on est conduit, par l'identification des valeurs de ϕ/V , calculée et observée, à $d_1 = 3,60$ cm.

En adoptant pour $l/d = 1.0$ qui correspond au palier du type V, $d_1 = 2,0$, on trouve $\gamma = 0,895$ et une bonne correspondance entre valeur calculée et valeur observée pour ϕ/V .

Si nous traçons, fig. 22, le diagramme de d_1 en fonction de l/d en tenant compte de ces chiffres, on obtient une courbe qui conduit à $d_1 = 0$ pour $l/d : 0,8$ et à $d_1 = 4,5$ pour $l/d : 5,0$.

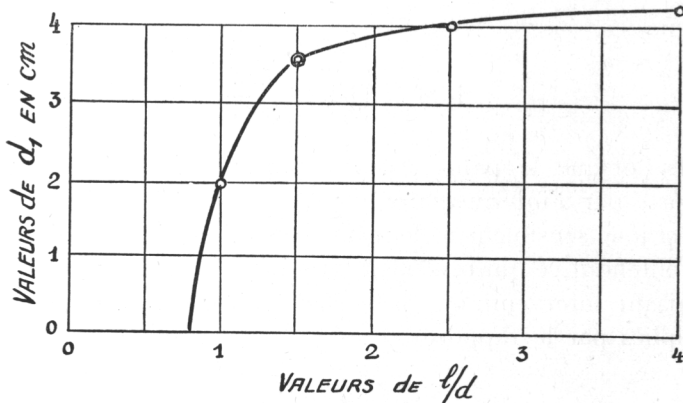


FIG. 22.

Ceci veut dire que, quand l/d tombe à 0,8, la valeur de y reste toujours égale à l'unité ; par contre, pour l/d égal à 5,5 y tomberait à 0,41 pour un arbre qui aurait 4 cm de diamètre.

Le tableau II donne colonnes (12) et (13), les valeurs de d_1 et de y pour les différents paliers essayés.

La formule (16) qui conduit à la valeur de pfV , peut s'écrire sous sa forme générale

$$pfV = \frac{S'}{S} \left(I + \frac{S''}{S'} \right) \times [1,38 (1+y) K (t_r - t_a) + 25 \times 10^{-6} K^4 (t_r - t_a)^4]$$

ce qui permet d'écrire :

$$pfV = \frac{S'}{S} \left(I + \frac{S''}{S'} \right) \times 1,38 (I + y) K (t_r - t_a) \times \frac{z_1}{z} \quad (34)$$

en donnant à $\frac{z_1}{z}$ la valeur

$$\frac{z_1}{z} = 1 + \frac{25 \times 10^{-6} K^3 (t_r - t_a)^3}{1,38 (I + y)} \quad (35)$$

k'_0 pouvant prendre la valeur 25×10^{-6} , invariable pour tous les paliers.

Or, $\left(\frac{z_1 - z}{z} \right)$ peut se mesurer au diagramme expérimental

donnant p/V pour chacun des paliers, comme cela est indiqué schématiquement sur la fig. 23.

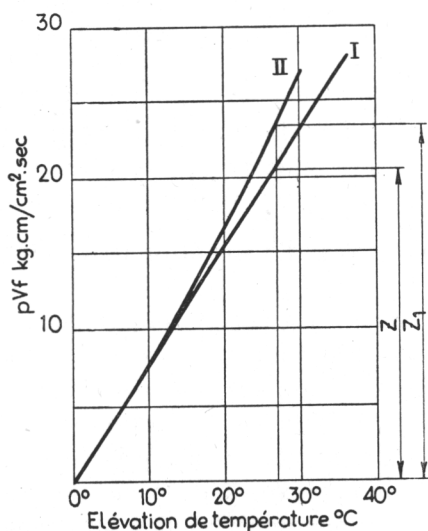


FIG. 23.

Les valeurs relevées ainsi ont été portées dans le tableau II colonne (15).

Il est donc possible de comparer $\left(\frac{z_1}{z}\right)$ calculé et observé.

Pour que les différences % soient aussi faibles que celles indiquées au tableau II, il faut que le coefficient K ait été judicieusement choisi. On peut se rendre compte, en effet, qu'avec les valeurs de K inscrites dans la colonne (10) les écarts ne dépassent pas $\pm 0,04$.

Pour les valeurs de p/V , les différences entre valeurs calculées et valeur observées, restent du même ordre $\pm 0,05$.

CHAPITRE IV.

COMPTE RENDU DES ESSAIS, PAR CHAUFFAGE
INDIRECT

§ 1. LA MÉTHODE UTILISÉE.

Nous nous sommes servis à cette fin, du palier du type IV qui possède un coussinet articulé, une circulation abondante, et qui s'était révélé aux essais directs, comme particulièrement approprié à la recherche de la loi de dissipation.

La fig. 9 donne une vue en perspective de ce palier, avec l'indication des points prévus dans la surface extérieure, pour la prise des températures superficielles, au moyen de thermocouples.

La température du bain d'huile a été relevée par le thermomètre habituel, et par un thermo-couple, ce qui nous donnait une vérification pour les indications de ce dernier.

Le chauffage était obtenu au moyen d'une plaque chauffante, placée à la distance de quelques millimètres du fond du corps du palier, et entièrement recouverte par le bain d'huile.

Le coussinet avait été suralésé de 2 mm. de façon que l'arbre ne touche en aucun point celui-ci, et nous avons, par des essais préalables, mesuré la perte qu'entraînent la rotation de l'arbre dans l'huile, et le brassage de l'huile aux différentes vitesses.

250 t/m. 500 t/m. 940 t/m.

Pour cela, nous avons relevé les températures t_r du bain d'huile, alors que le chauffage était réduit à zéro ; nous avons noté les chiffres suivants :

260 t/m.	$t_a = 28^\circ$	$t_r = 29,7$	$t_r - t_a = 1, 7^\circ$
940 t/m.	$t_a = 28^\circ 15$	$t_r = 32,3$	$t_r - t_a = 4,15^\circ$

Ainsi, à la température moyenne t_r de $31^\circ \left(\frac{29,7 + 32,3}{2} \right)$ pour laquelle la viscosité absolue de l'huile pouvait être évaluée

à 2,135, l'élévation de température due au brassage de l'huile pouvait atteindre $1,7^{\circ}$ à $260\ t/m$, et de $4,15^{\circ}$ à $940\ t/m$.

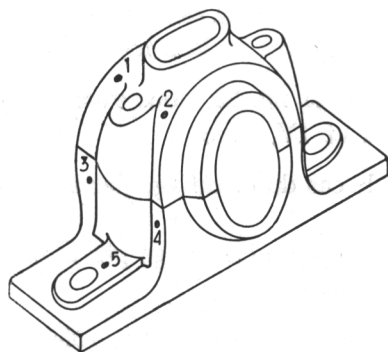


FIG. 24.

Comme à cette température de 31° , on notait un écart de $14,2^{\circ}$ pour 10 watts fournis par le chauffage électrique, on peut dire que l'énergie mise en jeu par le brassage atteignait :

$$\text{à } 260\ t/m \quad 10 \times \frac{1,7}{14,2} = 1,2 \text{ Watts.}$$

$$\text{à } 940\ t/m \quad 10 \times \frac{4,15}{14,2} = 2,94 \text{ Watts.}$$

et par interpolation :

$$\text{à } 500\ t/m \quad 10 \times \frac{2,6}{14,2} = 1,8 \text{ Watts.}$$

Pour une autre température de régime t_r , la correction à appliquer pour tenir compte de l'énergie apportée en supplément, par le brassage, pouvait se calculer en multipliant le nombre ci-dessus par le rapport des viscosités.

Tous nos essais ont été conduits, en effet, en adoptant trois vitesses de rotation, et en faisant varier le chauffage, de façon que l'énergie apportée soit approximativement égale à celle mise en jeu dans les essais directs, soit :

$$\text{à } 260\ t/m \quad 10,15 \text{ et } 20 \text{ watts.}$$

$$\text{à } 500\ t/m \quad 20,30 \text{ et } 40 \text{ watts.}$$

$$\text{à } 940\ t/m \quad 40,52 \text{ et } 65 \text{ watts.}$$

Ainsi nos essais ont porté sur 3 vitesses, et sur 3 régimes de puissance, pour chacun des cas suivants :

- 1° l'arbre est en ébonite et la semelle est isolante.
- 2° l'arbre est en ébonite et la semelle est métallique.
- 3° l'arbre est métallique et la semelle est métallique.

Sur les courbes de la fig. 25, nous avons repéré les 3 cas par les chiffres II, III et IV, avec

l'indice S pour le cas du chauffage par la plaque logée dans le bain d'huile ;

l'indice C pour le cas du chauffage par la plaque logée dans le coussinet.

Comme il nous était apparu que le rôle de la semelle était plus important que ne le laissait prévoir des essais comparatifs, antérieurs, effectués par la méthode directe, nous avons voulu liquider la question suivante :

« La position de la plaque chauffante n'est-elle pas un facteur déterminant dans la valeur des échanges ».

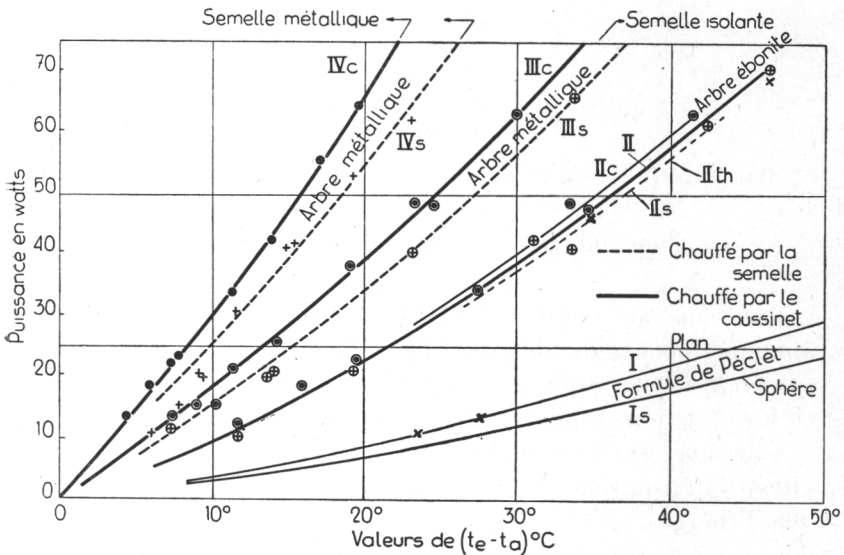


FIG. 25.

Nous avons pour cela, après une série d'essais effectués avec la plaque chauffante placée dans le fond, recommencé les mêmes

essais avec le chauffage par le coussinet, au moyen d'une plaque logée dans l'épaisseur du demi-coussinet inférieur.

Les courbes en trait plein de la fig. 25 donnent les résultats obtenus avec ce dernier procédé, les courbes en trait pointillé, se rapportent aux résultats obtenus avec le premier dispositif.

§ 2. ANALYSE DES RÉSULTATS OBSERVÉS.

1. Une première remarque d'abord :

Pour le cas du palier, isolé du support, par une *semelle isolante*, et muni d'un arbre en ébonite qui ne peut dissiper aucune partie de la chaleur produite par la plaque chauffante, la *surface susceptible d'évacuer la chaleur se ramène strictement à la surface extérieure S'*.

Tous les points expérimentaux se groupent *pratiquement* sur une seule courbe II, tracée en trait fort, que le chauffage soit obtenu par une résistance logée près de la semelle, ou par une résistance fixée dans l'épaisseur du demi-coussinet inférieur.

Cette constatation est importante parce qu'il est démontré ainsi que la quantité de chaleur dissipée par la surface S' du palier, ne dépend pas du mode de chauffage.

2. Une deuxième remarque :

Lorsque l'arbre est remplacé par un arbre métallique non seulement la quantité de chaleur dissipée est *considérablement accrue*, mais les points expérimentaux obtenus d'une part avec le chauffage dans la semelle (courbe IIIa) et d'autre part avec le chauffage par le coussinet (courbe IIIc) se groupent sur deux courbes nettement distinctes.

La raison vient de ce que, avec l'arbre métallique, la quantité de chaleur dissipée par l'arbre, est plus importante lorsque le chauffage se fait dans l'épaisseur du coussinet ; *la paroi extérieure du palier ne trouve à évacuer, à ce moment, que les calories reçues par la circulation d'huile entretenue au moyen de l'arbre et du disque latéral qu'il porte.*

Il en résulte, que le coefficient K qui tient compte de la chute de température *intérieure*, est plus grand dans cette expérience, que dans l'expérience précédente, avec l'arbre en ébonite (ce coefficient K tombe de 0,875 à 0,825).

3. Une troisième remarque :

Lorsqu'on substitue à la semelle isolante, la semelle métallique, l'écart entre la courbe IVc et IVs s'accroît encore, le coefficient K tombant de 0,875 à 0,775 (voir courbe II fig. 26).

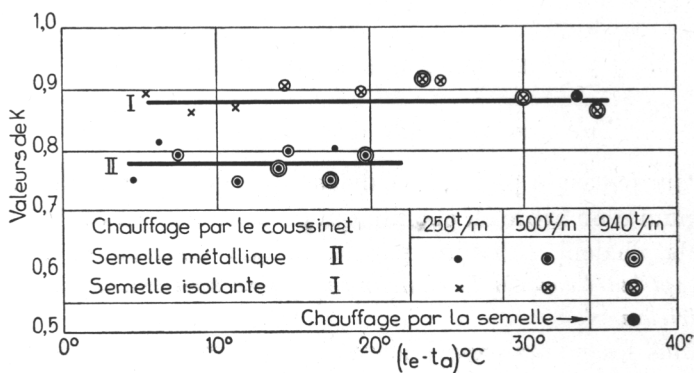


FIG. 26.

Ces constatations montrent combien l'analyse des phénomènes qui accompagnent ces échanges, est complexe et *combien il est vain de parler de la méthode qui consiste à « faire varier tous les facteurs, successivement, et un à la fois »*.

Étant donné que le coefficient K varie avec le mode de chauffage, nous devons, pour établir des courbes valables pour une comparaison des différents résultats obtenus, *adopter pour abscisses non pas $(t_e - t_a)$ mais $(t_r - t_a)$* .

Avant toute comparaison, il importait, il est vrai, de s'assurer que K reste bien constant pour un système de chauffage donné, et se trouvait *indépendant de la vitesse de rotation et de la quantité de chaleur dissipée*.

Nous avons tracé à cette fin, fig. 26, le diagramme de K, en fonction de $(t_e - t_a)$:

1) la courbe I pour le cas de l'arbre métallique et de la semelle isolante ;

2) la courbe II pour le cas de l'arbre métallique et de la semelle métallique, lorsque le chauffage est fait par le coussinet.

Les points, comme on le voit, se groupent sur une seule courbe, K prenant les valeurs :

- 0,875 pour le premier cas,
- 0,775 pour le second cas.

Pour le cas de l'arbre en ébonite et de la semelle isolante, on peut prendre K égal à 0,825 comme valeur moyenne, le nombre de tours ayant cette fois une certaine influence, faible mais non nulle.

Si nous voulons passer des diagrammes de la fig. 25 à ceux de la fig. 27, en fonction de la différence $(t_r - t_a)$, nous aurons donc à tenir compte des valeurs de K , que nous venons de citer :

- 0,775 pour la courbe IV.
- 0,875 pour la courbe III.
- 0,825 pour la courbe II.

Cela conduit aux courbes IV_c et IV_s pour le cas de la semelle métallique avec l'arbre métallique, aux courbes III_c et III_s pour la semelle isolante et l'arbre métallique, la courbe II pour la semelle isolante et l'arbre en ébonite.

Nous avons tracé en trait fort, la courbe relevée par la *méthode directe*, sur le même palier du type IV ; elle est intermédiaire entre la courbe IV_c et IV_s plus rapprochée de cette dernière, l'influence de l'arbre étant plus grande avec le chauffage *artificiel* par le coussinet, qu'avec le chauffage *naturel*.

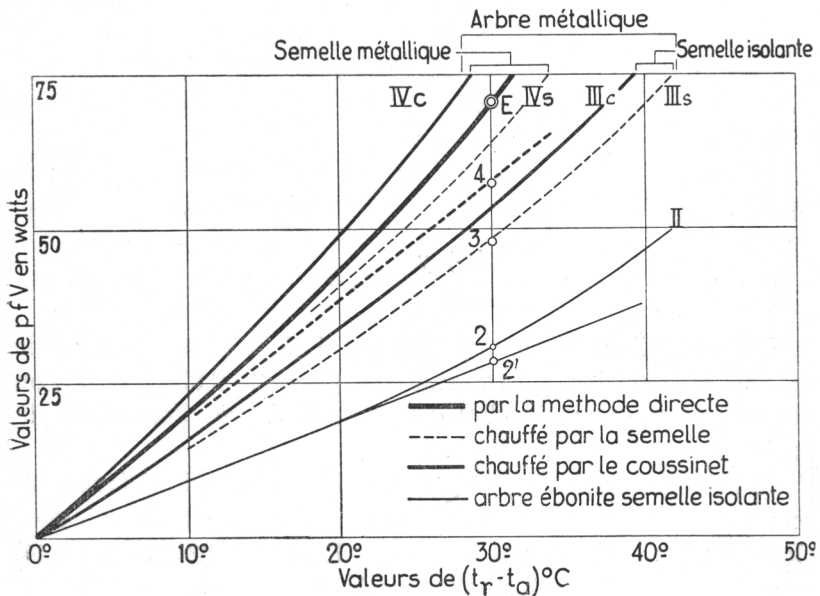


FIG. 27.

Le point E est le point obtenu dans l'essai direct par 30° de différence de température : il correspond très approximativement à 2920 kgm/sec. ce qui, traduit en watts, vaut 68,7 (ordonnée du point E).

Les diagrammes de la fig. 27 permettent des vérifications décisives.

Si nous partons de la valeur 1,38 que nous avons admise pour le coefficient d'émission exprimé en kgm par sec. et par m², pour 1° de différence de température entre la paroi et le milieu ambiant, nous obtiendrons pour évaluer l'ordonnée y du point 2' correspondant au cas de l'arbre en ébonite et de la semelle isolante, c'est-à-dire au cas où la surface est égale à la surface S' du corps du palier (0,0862).

$$y = 0,0862 \times 1,38 \times 30 \times 0,825 = 2,94 \quad (36)$$

Pour exprimer cette ordonnée en watts, il faudra la multiplier par :

$$\frac{1}{425} \times \frac{1000}{0,24} = 9,80 \quad (37)$$

Cela conduit à 28,9 qui correspond à un point situé à égale distance des points (2) et (2'). En fait, ce n'est pas là une vérification, car la valeur 1,38 a été choisie pour qu'il en soit ainsi.

Par contre, les constatations qui vont suivre, constituent une véritable vérification de la valeur de tout l'exposé qui vient d'être fait.

Si l'arbre en ébonite est remplacé par un arbre métallique, les échanges avec l'extérieur sont augmentés dans la proportion

$$\frac{1+y}{1} = 1,57$$

En multipliant l'ordonnée 28,9 par 1,57 et tenant compte de ce que le coefficient de transmission passe de 0,825 à 0,875, on trouve pour ordonnée 47,0 qui est à 2% près l'ordonnée du point (3).

Si le contact métallique de la semelle est rétabli, il faut tenir compte de l'accroissement de surface qui en résulte et qui, pour le palier type IV, d'après le tableau I, est de 18% ; le point (4) est obtenu en multipliant l'ordonnée du point (3) par 1,18, soit 57 watts.

Le point (4) doit se trouver sur la droite tangente à la courbe en trait fort, puisqu'il correspond au premier terme de la formule générale, et c'est ce que l'on constate.

Pour passer au point E, il faut utiliser le facteur $\frac{z_1}{z}$ qui figure dans le tableau II colonne (17), 1,21 et l'on trouve ainsi

70 Watts.

Le nombre trouvé par la mesure directe est égal à 2920 kgm /sec. par m² de surface de coussinet ; en tenant compte de la surface du coussinet 0,0024 m²,

$$2920 \times 0,0024 \text{ m}^2 = 7 \text{ kgm/m}^2 \text{ sec.}$$

et en passant à la mesure en watts

$$\frac{7.0}{425} \times \frac{1000}{0,24} = 68,8 \text{ watts.}$$

On conviendra que l'approximation est plus que satisfaisante.

La courbe réelle qui ressort des essais par la voie directe, tracée en trait fort, est intermédiaire entre la courbe IVc et la courbe IVs, plus rapprochée de cette dernière, l'influence de l'arbre étant plus grande avec le chauffage *artificiel* par le coussinet, qu'avec le chauffage *naturel* par l'effet du frottement.

Il n'y a pas de divergence systématique, mais un écart qui montre qu'il ne saurait être question *d'établir par la voie indirecte du chauffage artificiel, une formule valable pour exprimer la valeur de la quantité de chaleur Q, dissipée par le palier.*

CHAPITRE V.

CONCLUSIONS GÉNÉRALES

§ 1. *En ce qui concerne les valeurs des constantes physiques.*

Nous avons débuté dans l'étude expérimentale par *chauffage artificiel du palier*, en utilisant un cube en tôle de cuivre rouge poli, ayant une surface extérieure du même ordre de grandeur que celle du palier essayé du type IV fig. 13.

La plaque chauffante était suspendue au centre du cube, par un fil conducteur qui soutenait à son tour le cube lui-même.

Nous pouvions, en relevant la température extérieure de la paroi, par thermo-couple, déterminer la quantité de chaleur dissipée dans l'unité de temps, rapportée à la même surface que celle du palier pour différentes valeurs de $(t_e - t_a)$.

Les deux croix qui figurent dans le diagramme de la fig. 25, et qui se rapportent à des différences de température assez faibles, se trouvent sur la courbe I donnant, suivant la formule de *Pecllet* ⁽¹⁾, relative aux surfaces planes, la chaleur dissipée par convection.

Ainsi, avec le cube dont la surface extérieure est parfaitement polie, la dissipation par rayonnement, tout au moins pour les faibles écarts de température, est nulle.

Pour retrouver la courbe II qui donne la quantité de chaleur dissipée par *convection et par rayonnement*, il faut donc ajouter aux ordonnées de la courbe I, celles dues à l'action du rayonnement.

Si nous utilisons à cette fin, la loi de *Stephan* :

$$Q_r = C_1 \times 10^{-8} (T_r^4 - T_a^4)$$

T_r étant la température absolue du corps chauffant qui est ici le bain d'huile, nous trouvons exactement la courbe en pointillé

⁽¹⁾ $Q_c = 2,2 (t_e - t_a)^{1,25}$.

IIth qui se confond avec la courbe II_s, à la condition de prendre pour C₁ la valeur maximum, 4,95 qui correspond au corps noir.

Nous avons choisi pour le calcul des ordonnées, de deux points marqués d'une croix, les valeurs suivantes relevées au cours des essais effectués avec le chauffage artificiel, et nous avons obtenu (fig. 25) :

pour $(t_e - t_a) = 34,7$ $t_a = 32,8$ $T_r = 346,0$ $T_a = 305,8$ $Q_r = 275$
 pour $(t_e - t_a) = 46,5$ $t_a = 35,0$ $T_r = 367,5$ $T_a = 308,0$ $Q_r = 455$

Q_r exprime la quantité de chaleur rayonnée par m² et par heure soit pour la surface du palier de 0,0862, les valeurs respectives suivantes, exprimées en watts :

27,2 et 45,6

valeurs à ajouter aux ordonnées correspondantes de la courbe I.

La courbe moyenne II donne donc bien la quantité d'énergie exprimée en watts, dissipée par sec. pour le palier de 40 mm. de type IV en se référant aux valeurs calculées au moyen des formules de *Pecllet* et de *Stephan*.

Nous pouvons transposer cette courbe dans le diagramme de la fig. 27, en tenant compte du rapport :

$$K = \frac{t_e - t_a}{t_r - t_a} = 0,825$$

que nous avons établi par des essais.

Si nous traçons la tangente à la courbe II, nous obtiendrons la valeur de k_0 pour le palier du type IV de 40 mm, dont la surface est limitée à la surface extérieure sans la semelle, et sans intervention de l'arbre, qui était en ébonite.

Nous avons vu que pour obtenir une concordance parfaite, pourrait-on dire entre résultats observés et calculés, il fallait adopter l'ordonnée correspondante non au point (2') mais au point situé à égale distance de (2) et de (2').

§ 2. *En ce qui concerne la méthode de calcul de la température de régime.*

Pour les applications, il suffira donc d'utiliser les formules générales, donnant respectivement

la valeur f (19) et (20)
 la valeur ϕfV (34) et (35)

tout, dans ces formules, étant déterminé d'une façon mathématique, à la condition de prendre pour y la valeur tirée de la formule (32), en y introduisant la valeur de d_1 déduite du diagramme fig. 22 en fonction de $\frac{l}{d}$.

Une réserve pourtant pourrait être faite à cette affirmation, que tout est déterminé d'une façon mathématique : elle concerne le coefficient K . Il subsiste là un élément subjectif, qui tient à la nature complexe du problème.

Les valeurs indiquées au tableau II pour chacun des types, n'ont pas été choisies arbitrairement ; celle qui se rapporte au palier du type IV tout d'abord, a un caractère expérimental : elle ressort en effet, des essais effectués par la méthode du chauffage artificiel, au cours desquels nous avons relevé à la fois, la valeur t_r et la valeur de t_e .

Les autres ont été fixées par la nécessité de faire correspondre la valeur $\frac{z_1}{z}$ à la valeur relevée sur les diagrammes expérimentaux caractéristiques d'un type.

Si nous excluons la valeur limite, l'unité, que nous avons adoptée pour le type V dont le tracé ne correspond pas à une solution normale, nous voyons que le coefficient K retenu pour les solutions normales a pu varier de 0,85 à 0,95, et même si l'on s'en tenait au type articulé avec le rapport l/d allant d'une valeur 1,0 à une valeur 1,5 ces limites pourraient être ramenées de 0,875 à 0,925.

Si, pour le type III, nous avons dû parler de 0,70, c'est parce qu'il s'agit là d'une structure que l'on peut qualifier d'anormale où l'on a réussi à ramener le contact du coussinet avec l'enveloppe, à une surface de la rotule tout à fait insuffisante, et où l'on a porté le rapport l/d à une valeur ridiculement élevée 5,5.

On pourrait dire qu'avec une telle construction où la surface de la rotule reste à peu près constante, quand on passe du diamètre de 40 au diamètre de 60, il n'y a rien d'étonnant de voir tomber le coefficient K de 0,90 à 0,70.

Nous le répétons, à cet égard toute subjectivité n'est pas exclue, mais une erreur d'appréciation sur la valeur de K dans les limites que nous venons de fixer, n'entraîne qu'une erreur relative, bien près des erreurs expérimentales, que nous pouvons fixer de $\pm 3 \frac{1}{2}$ à $\pm 5\%$.

TABLEAU III.

	Palier d'extrémité non ventilé	Palier d'extrémité ventilé					Palier de milieu ventilé	
	N° 1	N° 2	N° 3	N° 4	N° 5	N° 6	N° 7	N° 8
d mm	190	190	190	160	160	190	250	190
l/d	1,7	2,0	2,0	1,7	1,6	1,7	1,9	1,7
r/a	530 à 800	530 à 800	530 à 800	570 à 800	570 à 800	530 à 800	530 à 800	530 à 800
N t/min.	500	750	750	500	750	750	750	750
P kg	850	5040	5640	2300	1275	1760	10120	3750
p kg/cm ²	1,48	7,29	8,16	3,98	3,21	3,05	8,61	6,49
S dm ²	5,80	6,92	6,92	5,80	4,00	5,80	11,75	5,80
S' dm ²	140	325	325	140	104,3	127,5	470	136,3
S'/S	24	47	47	24	26	22	30	24

Le trait fin indique la température ambiante t_a ; le trait fort, la température de régime t_r observée ; les traits pointillés indiquent les deux valeurs limites calculées.

Peut-on croire qu'il serait possible d'aller plus loin, fusse au prix de complications invraisemblables, celles qui apparaîtraient notamment si l'on voulait tenter, par la voie mathématique, de fixer l'effet de la structure et de la circulation sur la valeur du coefficient K.

Je laisse au lecteur attentif, le soin d'en décider. Pour nous, la question est tranchée : la limite est atteinte, et la part d'arbitraire est cette fois ramenée à un minimum.

Est-ce à dire que nous possédons ainsi une méthode absolument générale pour la détermination de la température t_r de régime ? Lorsque le palier est ventilé, nous devons tenir compte que le coefficient d'échange $k_o = 1,38$, doit être multiplié par un facteur qui ne saurait ressortir qu'indirectement de nos essais.

Nous disposons toutefois du tableau III qui fixe pour différents paliers ventilés, la température de régime t_r .

Les diagrammes qui figurent en dessous des valeurs caractéristiques de ces paliers, donnent t_r et t_a , la valeur observée de t_r étant indiquée par un trait fort.

Pour disposer d'une formule rationnelle, en vue de tenir compte du facteur de correction dû à la ventilation, nous allons raisonner comme il suit :

Les courbes I et II de la fig. 25, donnent respectivement :

I. La valeur du terme dû à la convection,

II. La valeur du terme dû à la convection et au rayonnement.

Le rapport des ordonnées de la première aux ordonnées de la seconde, peut être pratiquement regardé comme égal à 0,4 pour toute l'étendue des abscisses.

Or, nous avons vu que, exprimé en calories par m², et par heure, pour une différence de 1°, le terme convection et rayonnement pouvait être évalué à 10 calories ; cela conduit pour le terme convection à 4 calories.

Or, on admet que ce terme, lorsque l'air ambiant est animé d'une vitesse v (exprimée en m/sec.) est donné par la relation :

$$Q_c = 4 + 10\sqrt{v} = 10 (0,4 + \sqrt{v})$$

Lorsque nous voudrions évaluer la quantité totale $Q_c + Q_r$, nous aurons à écrire

$$Q_c + Q_r = 10 (0,4 + \sqrt{v}) + 0,6 \times 10 = 10 (1 + \sqrt{v}) \quad (40)$$

Ainsi pour tenir compte de la ventilation connaissant la vitesse v , nous aurons à introduire dans la formule générale, non plus 1,38, mais

$$1,38 (1 + \sqrt{v})$$

Dans ces conditions, la formule générale (34) doit s'écrire de la manière suivante

$$pfV = \frac{S'}{S} \left(1 + \frac{S''}{S'}\right) K (t_r - t_a) \times 1,38 (1 + m_1 \sqrt{v})(1 + n_1 \gamma) \frac{z_1}{z} \quad (41)$$

avec :

- | | | |
|---|-------------|-------------|
| 1° pour le palier d'extrémité non ventilé | $m_1 = 0$ | $n_1 = 1/2$ |
| 2° pour le palier intermédiaire non ventilé | $m_1 = 0$ | $n_1 = 1$ |
| 3° pour le palier d'extrémité ventilé | $m_1 = 1/2$ | $n_1 = 1/2$ |
| 4° pour le palier intermédiaire ventilé | $m_1 = 1$ | $n_1 = 1$ |
| 5° pour le palier intermédiaire ventilé d'un
seul côté : | $m_1 = 1/2$ | $n_1 = 1$ |

$\frac{z_1}{z}$ étant pris égal à, d'après la relation (35) :

$$\frac{z_1}{z} = 1 + \frac{25 \times K^3 (t_r - t_a)^3 \times 10^{-6}}{1,38 (1 + m_1 \sqrt{v}) (1 + n_1 \gamma)}$$

C'est en utilisant ces formules que nous avons calculé les valeurs de t_r pour les différents paliers du tableau III.

Pour le rapport $\frac{S''}{S'}$ nous avons adopté invariablement 0,16 établi d'après les plans du palier de 190 mm non ventilé ; pour la valeur de K nous avons admis invariablement 0,925 ; enfin pour v , nous avons supposé $v = 0,4$ m/sec.

En ce qui concerne les jeux relatifs, nous avons fait les calculs pour les deux limites indiquées dans le tableau, limites établies en partant du jeu imposé a , et en adoptant la plus grande et la plus petite valeur de a possible, compte tenu des tolérances admises dans la fabrication de ces paliers.

La formule qui donne f dans le cas présent, est la formule (20),

$$f = k + k_1 \frac{\mu N}{p} \quad (43)$$

dans laquelle

$$\text{pour } d = 160 \text{ et } \frac{r}{a} = 800 \quad k = 9 \times 10^{-4} \quad k_1 = 13,4$$

$$\text{pour } d = 160 \text{ et } \frac{r}{a} = 570 \quad k = 13 \times 10^{-4} \quad k_1 = 9,291$$

$$\text{pour } d = 190 \text{ et } \frac{r}{a} = 800 \quad k = 9 \times 10^{-4} \quad k_1 = 13,04$$

$$\text{pour } d = 190 \text{ et } \frac{r}{a} = 530 \quad k = 14 \times 10^{-4} \quad k_1 = 8,639$$

Nous avons admis pour la relation donnant la viscosité absolue μ en fonction de la température.

$$\mu = \frac{3}{t_r^{1,83}} \quad (44)$$

qui suit de très près la courbe expérimentale caractéristique de l'huile employée et qui nous avait été communiquée par les Ateliers A. C. E. C.

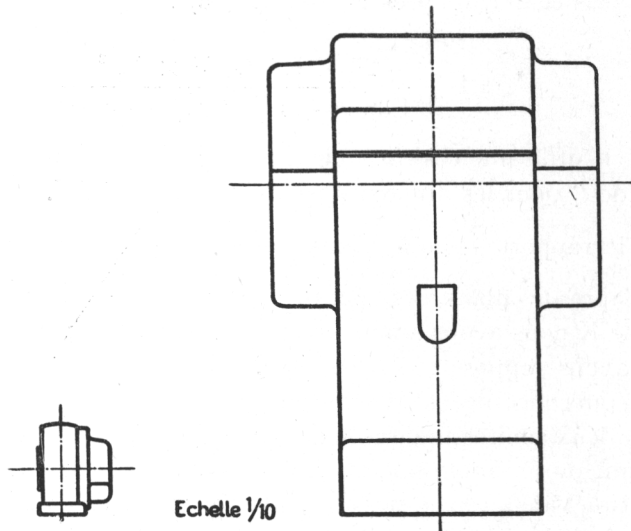


FIG. 28 29.

Dans les conditions que nous venons de préciser, nous avons obtenu pour les deux limites de t_r , les valeurs indiquées en poin-

tillés, qui, *on peut le dire*, concordent d'une façon constante avec la température t_r observée.

On conviendra que cette vérification est démonstrative et de nature à donner confiance entière aux formules généralisées transcrites ci-dessus.

Peut-on demander plus et peut-on aller plus loin ?

Quand on tient compte de la complexité des phénomènes mis en jeu, de l'énorme effort déployé pour en arriver là, il me semble que l'on est en droit de répondre non.

Affirmer qu'il est possible d'utiliser la même formule qu'il s'agisse d'un palier de 40 mm tracé à l'échelle 1/10 fig. 28, ou d'un palier de 190 mm tracé à la même échelle fig. 29, il me semble que c'est déjà établir que *le vrai* n'est pas toujours *vraisemblable*.

§ 3. *En ce qui concerne la méthode expérimentale.*

Grâce aux recherches entreprises par la voie du chauffage artificiel, il nous a été possible d'apporter plus de clarté dans l'exposé, plus de certitude dans la fixation des coefficients d'échange, cette fois complètement conformes à ceux établis par les recherches relevant de la Physique.

Les formules proposées tant pour l'évaluation du coefficient de frottement f que pour la fixation de la loi des échanges, ont un caractère général pour autant que l'on ait affaire au régime du *frottement hydrodynamique*.

Nous voulons dire par là que, hors de ce régime, la loi de dissipation peut être assez profondément modifiée, comme nous l'avons fait voir dans le compte rendu des essais, qui a paru dans la R. U. M. en 1947.

Nous ne pourrions tenter d'approfondir cette question ici, mais ce nous est une nouvelle occasion de montrer combien la question est complexe.

Avant de terminer et de conclure, nous tenons à rendre hommage à notre collaborateur Monsieur Leloup, aujourd'hui notre successeur à la chaire de Construction des Machines, pour le soin, l'habileté et la persévérance qu'il a apporté à la réalisation de

ces essais, notamment ceux relatifs à la mesure par la voie indirecte de la quantité de chaleur dissipée.

Ces derniers ont montré par la concordance des valeurs trouvées pour les constantes, avec celles fournies par la Physique, la maîtrise avec laquelle ils ont été conduits.

En exergue à cet exposé un peu touffu, en raison du nombre élevé de documents à analyser et du grand nombre de facteurs à dégager, nous voudrions présenter quatre paliers dessinés à la même échelle 1/5 (fig. 30), répondant au même diamètre, les trois derniers étant des paliers du commerce, regardés comme des paliers normaux, le premier ayant été tracé par moi, en vue de se placer dans des conditions limites, au point de vue des échanges avec l'extérieur.

Ces quatre paliers ont été essayés à la vitesse de 1.000 t/m. avec une charge de 500 kg, ce qui représente une limite pour un arbre de 40 mm de diamètre.

Les températures de régime t_r , notées aux essais, ont été, pour une même température extérieure de t_a de 28°, de 48°, 58°, 56°5 et le dernier 52°.

Les quantités d'énergie dissipées par sec. ont été respectivement de :

4,4 kgm, 5,15 kgm, 5,50 kgm, 7,20 kgm.

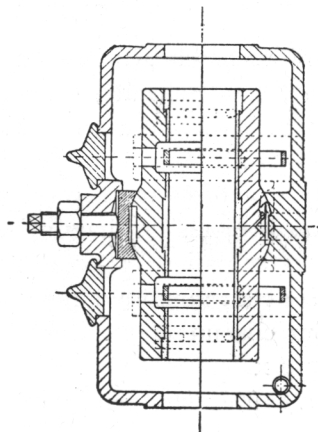
Ainsi avec le premier, le plus petit, pour 500 kg. de charge et un nombre de 1.000 t/m., l'énergie dissipée par sec. restait égale au 0,6 de celle dissipée par le dernier palier du type III et la température de régime descendait à 48° au lieu de 52° pour ce dernier.

Inventé à une époque où il était courant de dire que le produit pV ne devait pas dépasser, dans les transmissions, une valeur de 25 kgcm par cm² et par sec, il montre de façon spectaculaire le danger des généralisations non fondées sur des formules sagement et solidement établies, par des recherches systématiques.

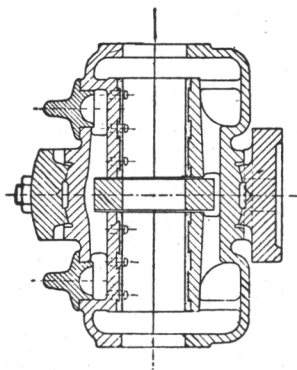
S'il est vrai que tout problème de mécanique appliquée peut être abordé par la voie expérimentale, on peut se rendre compte par l'exemple que je viens de traiter, combien il serait vain de vouloir chercher une approximation hors de portée et hors d'intérêt, et de confondre les méthodes de la science appliquée, avec les méthodes de la science pure.

Même en se limitant dans ses ambitions, on peut se rendre

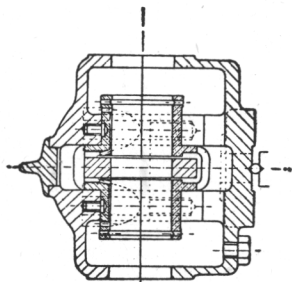
$t_a = 28^\circ \text{C.}$



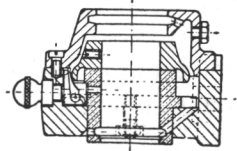
$t_r = 52^\circ$



$t_r = 56.5$



$t_r = 58^\circ$



$t_r = 48^\circ$

FIG. 30.

compte par la présente recherche, de la dose de persévérance et, par moment, de la dose de sagacité, qu'il faut apporter pour mettre debout une relation ayant une portée générale satisfaisante.

Un seul chiffre suffira pour donner la mesure de l'effort demandé : vous avez pu voir projetés les diagrammes de pfV en fonction de $(t_r - t_a)$ pour quatre paliers essayés (fig. 16, 17, 18 et 19).

Ces diagrammes sont au nombre d'une quinzaine pour l'ensemble de l'étude. Sur chacun d'eux, il a fallu disposer de 16 à 24 points expérimentaux.

Or, chaque point a coûté une demi-journée de travail à deux hommes exercés, cela sans faire intervenir dans cette évaluation le travail minutieux de préparation des appareils, le montage correct des paliers, etc...

Et pour arriver aux formules proposées en conclusion, nous avons dû dépouiller de nombreux relevés faits dans l'industrie ; nous avons dû faire usage de formules admises dans la technique de la chaleur, pour chiffrer l'influence de la vitesse de l'air enveloppant le palier. Et par surcroît, nous avons dû préciser que ces formules traduisant la dissipation de la chaleur, ne pouvaient s'appliquer rigoureusement qu'au cas où le régime hydrodynamique s'établit, si invraisemblable que cela puisse paraître.

Enfin, il est évident que ces formules ne peuvent s'appliquer au cas où une certaine quantité de chaleur est apportée au palier, par la conductibilité de l'arbre ou par rayonnement de l'ambiance vers le palier, sans correction tout au moins.

Ainsi, 20 ans d'effort orienté, auront ou n'auront pas, suivant le point de vue où l'on se place, liquidé la question.

Mais il apparaîtra certainement à ceux qui m'auront suivi, que, dans l'Art de la Construction mécanique (comme dans l'Art de la Médecine, l'idée ainsi exprimée étant de *Claude Bernard*),

« L'HOMME PEUT PLUS QU'IL NE SAIT »

et ce sera, si désappointant que cela puisse paraître, l'ultime conclusion de ma communication.

Académie royale de Belgique

CLASSE DES SCIENCES

MÉMOIRES

Collection in-8°. — Tome XXX
Fascicule 6.



Koninklijke Academie van België

KLASSE DER WETENSCHAPPEN

VERHANDELINGEN

Verzameling in-8° — Boek XXX
Afllevering 6.

Colloque Jules Boulvin



BRUXELLES
PALAIS DES ACADEMIÉS
RUE DUCALE, 1

BRUSSEL
PALEIS DER ACADEMIËN
HERTOGELIJKESTRAAT, 1

1957

N° 1684.