

Conditions d'utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- Le Conservatoire numérique communément appelé le Cnum constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d'œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n° 78-753 du 17 juillet 1978 :

- la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue ([Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - https://cnum.cnam.fr](https://cnum.cnam.fr))
- la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- les reproductions de documents protégés par le droit d'auteur, uniquement consultables dans l'enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

4- Pour obtenir la reproduction numérique d'un document du Cnum en haute définition, contacter [cnum\(at\)cnam.fr](mailto:cnum(at)cnam.fr)

5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment possible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d'utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

NOTICE DE LA REVUE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Auteur(s)	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Titre	Publication : Laboratoire d'essais
Adresse	Paris : Conservatoire national des arts et métiers, 193.-195.
Nombre de volumes	125
Cote	CNAM-BIB P 1329-B et P 1329-C
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Note	La collection comporte des lacunes : n°24; n°58; n°63; n°67; n°76-n°77
Notice complète	https://www.sudoc.abes.fr/cbs//DB=2.1/SET=17/TTL=3/REL ?PPN=261820893&RELTYPE=NT
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-B_P1329-C
LISTE DES VOLUMES	
	N°25 (1936)
	N°26 (1937)
	N°27 (1937)
	N°28 (1937)
	N°29 (1938)
	N°30 (1939)
	N°31 (1936)
	N°32 (1938)
	N°33 (1938)
	N°34 (1938)
	N°35 (1938)
	N°36 (1938)
	N°37 (1938)
	N°38 (1938)
	N°39 (1938)
	N°40 (1939)
	N°41 (1939)
	N°42 (1939)
	N°43 (1939)
	N°44 (1939)
	N°45 (1938)
	N°46 (1940)
VOLUME TÉLÉCHARGÉ	N°47 (1940)
	N°48 (1940)
	N°49 (1940)
	N°50 (1940)
	N°51 (1941)
	N°52 (1941)
	N°53 (1941)
	N°54 (1941)
	N°55 (1942)
	N°56 (1942)
	N°57 (1942)
	N°59 (1942)

	N°60 (1941)
	N°61 (1942)
	N°62 (1943)
	N°64 (1943)
	N°65 (1943)
	N°66 (1943)
	N°68 (1943)
	N°69 (1943)
	N°70 (1943)
	N°71 (1943)
	N°72 (1944)
	N°73 (1943)
	N°74 (1944)
	N°75 (1944)
	N°78 (1944)
	N°79 (1944)
	N°80 (1944)
	N°81 (1944)
	N°82 (1944)
	N°83 (1944)
	N°84 (1944)
	N°85 (1944)
	N°86 (1945)
	N°87 (1945)
	N°88 (1945)
	N°89 (1945)
	N°90 (1945)
	N°91 (1945)
	N°92 (1945)
	N°93 (1945)
	N°94 (1945)
	N°95 (1946)
	N°96 (1946)
	N°97 (1946)
	N°98 (1944)
	N°99 (1945)
	N°100 (1945)
	N°101 (1946)
	N°102 (1946)
	N°103 (1946)
	N°104 (1946)
	N°105 (1946)
	N°106 (1946)
	N°107 (1947)
	N°108 (1947)
	N°109 (1947)
	N°110 et 111 (1947)
	N° 112 (1947)
	N° 113 (1947)
	N° 114 (1947)
	N° 115 (1947)
	N° 116 (1947)
	N° 117 (1947)
	N° 118 (1948)
	N° 119 (1948)
	N° 120 (1948)
	N° 121 (1948)
	N° 122 (1947)

	N° 123 (1948)
	N° 124 (1948)
	N° 125 (1948)
	N° 126 (1948)
	N° 127 (1948)
	N° 128 (1948)
	N° 129 (1948)
	N° 130 (1949)
	N° 131 (1949)
	N° 132 (1949)
	N° 133 (1948)
	N° 134 (1949)
	N° 135 (1948)
	N° 136 (1949)
	N° 137 (1950)
	N° 138 (1950)
	N° 139 (1950)
	N° 140 (1950)
	N° 141 (1950)
	N° 142 (1948)
	N° 143 (1950)
	N° 144 (1950)
	N° 145 (1951)
	N° 146 (1951)
	N° 147 (1951)
	N° 148 (1951)
	N° 149 (1951)
	N° 150 (1951)
	N° 151 (1951)
	N° 152 (1951)
	N° 153 (1952)
	N° 154 (1952)
	N° 155 (1952)

NOTICE DU VOLUME TÉLÉCHARGÉ	
Auteur(s) volume	Laboratoire d'essais mécaniques physiques chimiques et de machines du Conservatoire national des Arts et Métiers
Titre	Publication : Laboratoire d'essais
Volume	N°47 (1940)
Adresse	Paris : Conservatoire national des arts et métiers, 1940
Collation	1 vol. ([12] p.) : ill. ; 32 cm
Nombre de vues	16
Cote	CNAM-BIB P 1329-B (23)
Sujet(s)	Conservatoire national des arts et métiers (France) Génie industriel -- 20e siècle
Thématique(s)	Histoire du Cnam
Typologie	Revue
Langue	Anglais Français
Date de mise en ligne	10/04/2025
Date de génération du PDF	07/02/2026
Recherche plein texte	Disponible
Notice complète	https://www.sudoc.fr/039014541
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?P1329-B.23

Note de présentation du

...

P1329

8. Ju. 107. (24)

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
LABORATOIRE D'ESSAIS



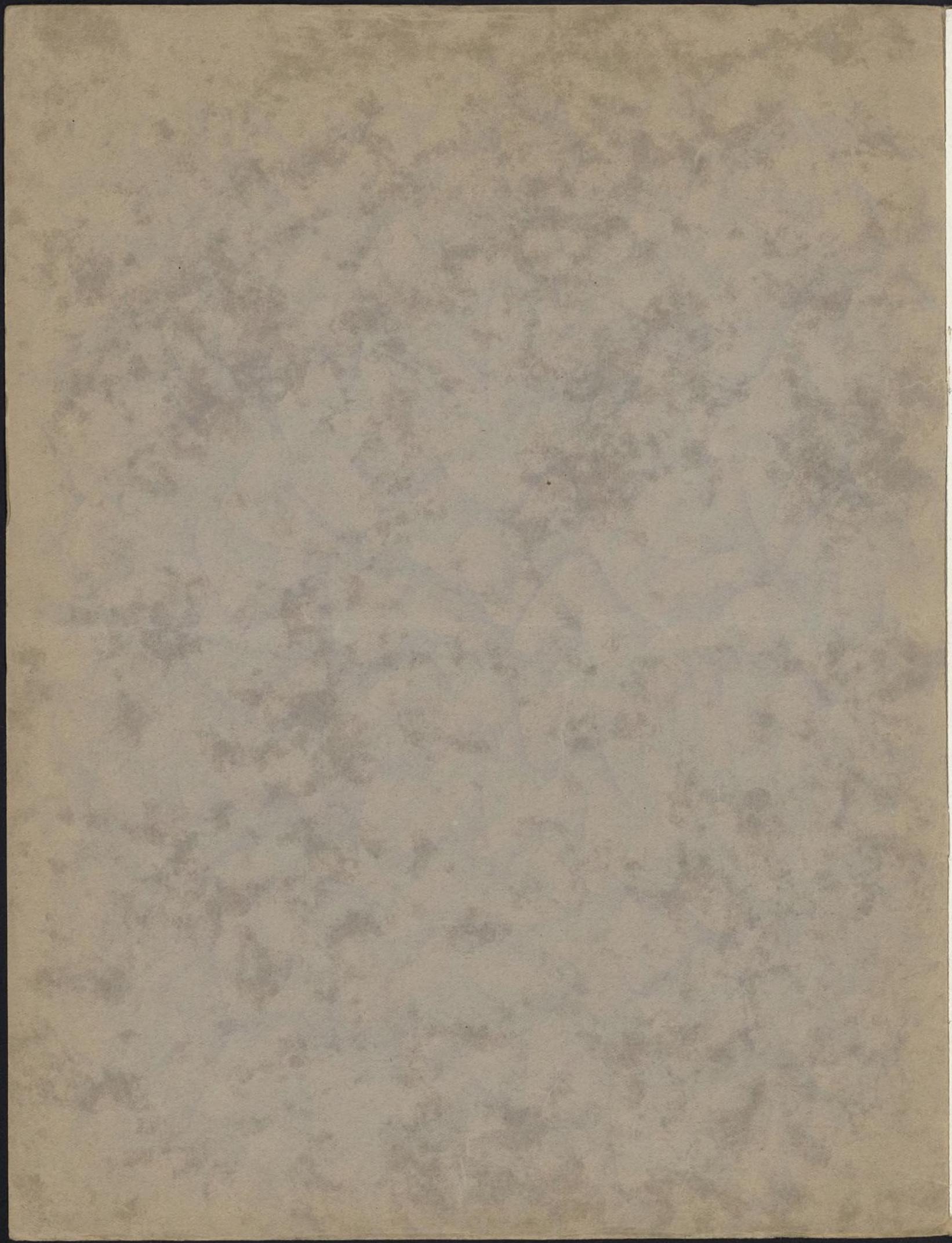
APPAREILS D'ESSAIS INDUSTRIELS
POUR L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE
DES ORGANES PORTEURS

par A. Tenot



PUBLICATION N° 47

(Extrait de " Mécanique "
Janvier-Février 1940)



A. TENOT

Ingénieur A. et M.

Docteur ès Sciences de l'Université

Charge de la direction du Laboratoire d'essais du Conservatoire des Arts et Métiers

APPAREILS D'ESSAIS INDUSTRIELS
POUR L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

DES ORGANES PORTEURS

(paliers, butées, pivots et roulements)

ET DES CONDITIONS DE LUBRIFICATION

Critique des résultats obtenus
en vue de leurs applications industrielles

Extrait de « Science et Industrie »

Revue « MÉCANIQUE »

Janvier-février 1940



Appareils d'essais industriels pour l'étude expérimentale des organes porteurs (paliers, butées, pivots et roulements) et des conditions de lubrification

Critique des résultats obtenus en vue de leurs applications industrielles

Par M. A. TENOT

Ingénieur A. et M.

Docteur ès Sciences de l'Université

Chargé de la direction du Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers

L'intérêt que présentent « la lubrification » et le « bon fonctionnement des organes porteurs », aux points de vue énergétique (rendements), sécurité de fonctionnement, poids par cheval, et amortissement du matériel, est si grand, que « toutes expériences dirigées » et « de caractère industriel », susceptibles de nous donner « des valeurs numériques directement utilisables », sont extrêmement précieuses pour les Constructeurs et les Utilisateurs.

C'est dans ce but que notre collaborateur M. Tenot, actuellement chargé de la direction des laboratoires d'essais du Conservatoire des Arts et Métiers, a installé à son ancien laboratoire, en collaboration et avec l'expérience d'une importante maison de construction française, des appareils d'essais uniques en France, et qui présentent, pour les constructeurs et les exploitants, un intérêt certain.

« Si les mesures synthétiques », dont on trouvera dans cette importante étude des exemples concrets, « étaient complétées », comme le préconise M. Tenot, « par des recherches analytiques », portant sur le relevé des pressions et des températures et sur la mesure des hauteurs de film, en pleine harmonie avec l'étude systématique de « l'état des surfaces » et de celle de « l'affinité moléculaire des corps en contact » (solides et lubrifiants), il est certain que la technique de la lubrification disposerait alors des plus sûres données constructives fondées sur le plus pénétrant des moyens d'investigations.

Ce n'est que par cet ensemble de recherches méthodiques et ce n'est qu'à ce prix, que la technique française fera des progrès rapides et « payants ».

I. — Généralités.

Le domaine de la mécanique du frottement, et le rôle qu'y joue la lubrification, en particulier pour les organes porteurs, tels que paliers, butées et pivots, tiennent une place importante, bien justifiée, dans l'Enseignement scientifique et technique des Ecoles Nationales d'Arts et Métiers. Mais, si éducative que soit la prédétermination théorique des caractéristiques de fonctionnement d'un organe porteur et de ses conditions de graissage, en particulier lorsque celles-ci sont caractérisées par l'existence d'un film d'huile stable entre les surfaces en présence, nous n'avons pas ignoré la nécessité absolue de confronter les déductions théoriques avec les résultats numériques tirés de l'expé-

rience. Ce n'est qu'à ce prix qu'on peut garantir les qualités de fonctionnement d'un paliere, d'une butée, d'un pivot ou d'un roulement, car la théorie ne saurait atteindre aucune des valeurs numériques utiles ; en particulier, pour le cas du graissage hydrodynamique, elle ne permet jamais de déterminer le critérium de formation du film d'huile, défini, comme on le sait, par le facteur $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique (μ : coefficient de viscosité absolue en $(kg \cdot s \cdot m^2)$, N en tours:s, p la pression moyenne en $kg \cdot m^2$). Aussi, la physique de la lubrification tient-elle une large place dans notre laboratoire de mécanique, où nous avons conçu et réalisé, à cette fin, d'intéressants appareils de recherches expérimentales, en vue de déterminer

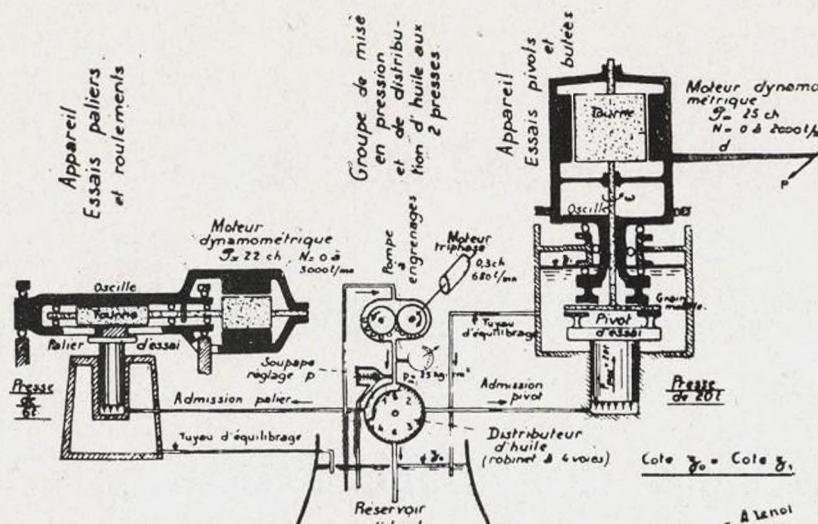


Schéma général de l'appareil d'essais sur
le frottement (sec, semi-fluide, fluide) Etude
expérimentale de l'adhérence, du frottement de glissement,
de la résistance au roulement, de la lubrification (Const N B P P)

Fig. 1

l'influence simultanée ou autonome des facteurs suivants :

- a) Forme de l'organe porteur ;
 b) Dimensions et proportions adoptées, en particulier l'allongement relatif 1 : d ;
 c) Elasticité (ou mobilité) des surfaces portantes ;
 d) Nature des métaux en présence
 e) Nature du lubrifiant (en particulier sa courbe de viscosité en fonction de la température) ;
 f) Conditions de refroidissement : circulation d'huile, circulation d'eau, refroidissement par convection dans l'air ;
 g) Précision d'usinage, jeu relatif air ; état des surfaces ;
 h) Vitesse relative des surfaces en présence (ou nombre de $t:s$) ;
 i) Pression moyenne sur la surface portante ou pressante (p en kg/cm^2).

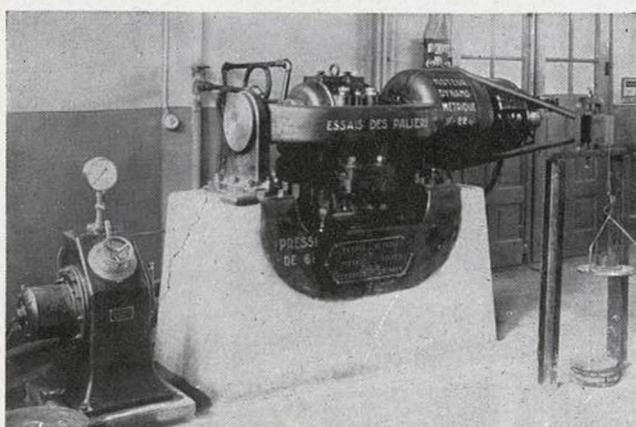


Fig. 3

Pour le cas des organes porteurs à film d'huile, la nécessité de discerner les zones de fonctionnement avec film d'huile parfait, film d'huile imparfait (région voisine du $\frac{p}{N}$ critique avec contact intermittent des épilamens), film d'huile inexistant ou frottement onctueux, s'impose d'une manière absolue si l'on veut simultanément :

1^o Réaliser une sécurité de marche optimum : pas de grippage en régime normal, ainsi qu'au cours des périodes de mise en marche et de ralentissement jusqu'à l'arrêt :

2^o Réduire les déperditions d'énergie par frottements : maximum de rendement et minimum d'usure ;

3^o Réduire au minimum les dimensions de ces organes porteurs : réduction du prix de revient, et du poids par unité de puissance.

Les périodes de mise en route et de ralentissement jusqu'à l'arrêt, caractérisées par un graissage onctueux ou imparfait, restent toujours les phases délicates du fonctionnement des organes porteurs à film d'huile, car les dimensions de ceux-ci sont généralement imposées par ces périodes de

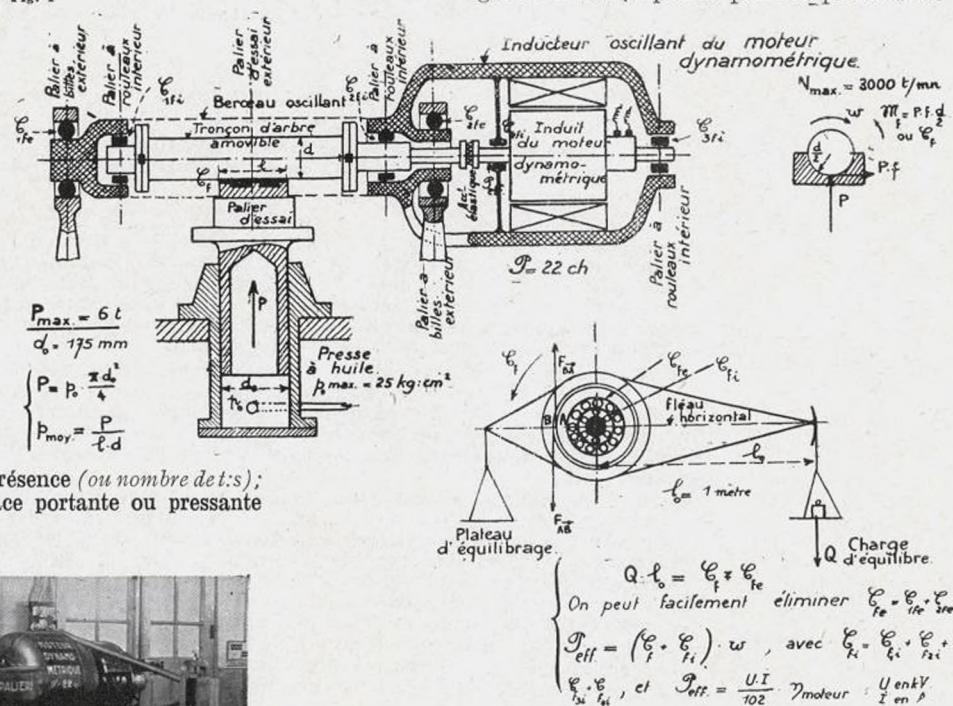


Fig. 7

fonctionnement transitoires. Lorsque celles-ci sont la caractéristique même du mouvement de rotation, ce qui est le cas de toutes les machines alternatives (Diesel, moteurs à essence, compresseurs...), le problème de la lubrification devient très complexe ; les films d'huile y sont alors soumis à de véritables percussions et exigent des études expérimentales appropriées que nous suggérons d'entreprendre.

D'autres difficultés résident dans l'apport éventuel de chaleur de l'extérieur (machines thermiques), dans la précision d'usinage et de montage, dans l'alignement de paliers d'une même ligne d'arbre, dans l'élasticité propre des bâtis. L'expérience

sur des modèles vraie grandeur constitue alors, presque exclusivement, le seul élément de pénétration de ce vaste domaine des sciences appliquées.

II. — Description sommaire des appareils d'essais de lubrification du laboratoire de l'École d'Arts et Métiers de Châlons-sur-Marne.

Ces appareils, qui furent, sur nos directives, spécialement étudiés et construits pour notre laboratoire par les ateliers Neyret Beyler & P. P. à Grenoble, comportent (*fig. 1 et 2*) :

1^o Un banc d'essais des paliers lisses et paliers à rouleaux, à billes et à aiguilles, constitué (fig. 2 et 3) :

a) *D'une presse à huile, à pression variable*, la poussée maximum P pouvant atteindre 6 t; c'est sur le piston mobile de cette presse à huile qu'est fixé l'organe porteur à expérimenter;

b) *D'un moteur dynamométrique, à vitesse variable* (jusqu'à 3 000 t/mn), destiné à vaincre le couple de frottement C_f de l'organe expérimenté, ainsi que ceux des paliers auxiliaires (couples parasites éliminés dans la mesure, comme nous allons le voir). La mesure de ce couple C_f est obtenue très simplement, après équilibrage statique préalable, en équilibrant le stator oscillant de ce moteur à l'aide de poids connus :

$$C_f = P.r.f = Q.d; \quad d = 1 \text{ m};$$

Q poids d'équilibrage, d son bras de levier;

P poussée sur l'organe, r le rayon de l'arbre, f le coefficient de frottement moyen.

C₁ est donc bien le couple de frottement opposé à la rotation de l'arbre, et non celui s'exerçant sur la surface « frottante » fixe (1) :

c) Des tronçons d'arbre de différentes dimensions, s'adaptant aux organes porteurs à expérimenter :

d) Des roulements auxiliaires, dont quatre sont « tournants » et deux « oscillants ».

La caractéristique fondamentale de notre banc d'essai réside dans le fait que les 4 paliers (roulements) auxiliaires « tournants » sont **intérieurs** au système « arbre-berceau oscillant », de sorte que les couples de frottement parasites correspondants (C_{1fi} , C_{2fi} , C_{3fi} et C_{4fi}) sont systématiquement éliminés des mesures. Subsistent seulement les couples de frottement extérieurs parasites « oscillants » C_{1te} et C_{2te} , qu'il est facile d'éliminer par « double pesée » : mouvement d'oscillation du berceau sur le point de naître dans un sens, puis dans l'autre.

L'expérience des essais montre que les vibrations suffisent, en marche normale, pour éliminer ces frottements extérieurs parasites. On peut leur reprocher seulement une certaine insensibilité, qu'il serait d'ailleurs facile d'éliminer, soit en interposant des douilles entraînées par des petits moteurs auxiliaires, comme pour les gyroscopes, soit en fixant sur le bâti 1 ou 2 vibrateurs mécaniques déterminés.

La figure 2 montre clairement la disposition des 6 paliers (roulements) auxiliaires.

Une broche permet, le moteur étant arrêté, d'assujettir le berceau oscillant à l'arbre du palier, et de déterminer ainsi, pour différentes valeurs de la pression et de l'état des surfaces, le couple de frottement et le coefficient de frottement au démarrage. Il faut toutefois opérer par « différence » pour éliminer les couples de frottement extérieurs parasites.

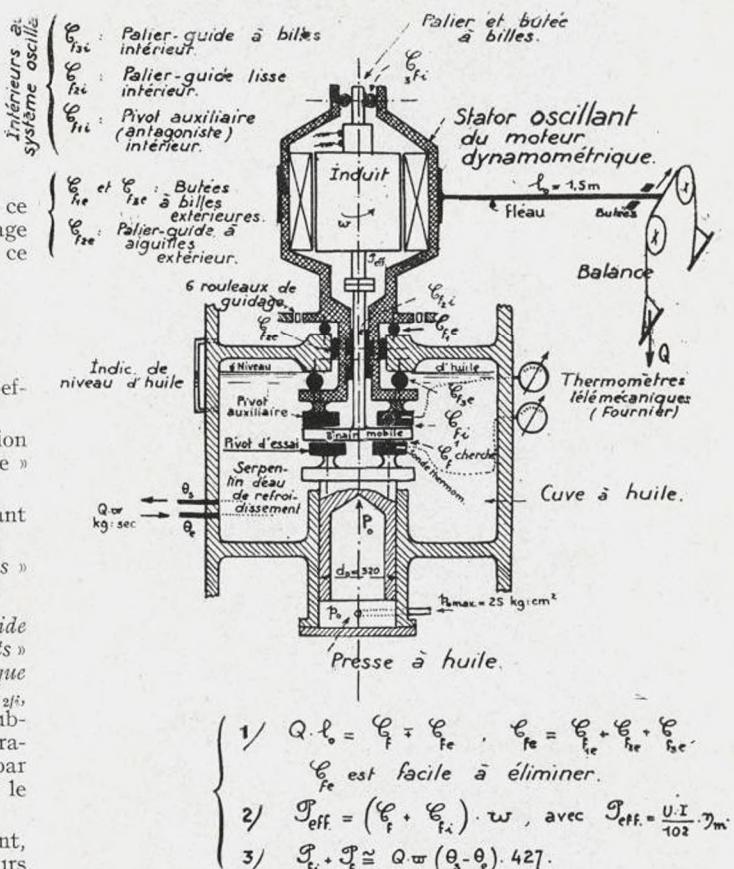
La figure 3 montre une photographie de cet appareil d'essais.

dont le fonctionnement a donné entière satisfaction au cours des expériences. Une canalisation d'eau permet de refroidir éventuellement l'organe porteur expérimenté ; on la voit sur la photographie (fig. 3).

2^o **Un banc d'essais des butées et pivots**, établi suivant les mêmes principes que l'appareil précédent, la réalisation en ayant été toutefois beaucoup plus difficile ; il est constitué (fig. 1 et 4) :

a) *D'une presse à huile, également à pression variable, la poussée maximum pouvant atteindre 20 t; le piston de cette presse supporte le pivot d'essai;*

b) *D'un moteur dynamométrique à axe vertical, de 25 ch, à vitesse variable (jusqu'à 1 000 t/mn) destiné à vaincre le couple*



de frottement du pivot d'essai, ainsi que ceux des butées auxiliaires.

Le grain, ou disque mobile, est serré, par la presse, entre le pivot d'expérience et un pivot lisse auxiliaire, ce dernier étant solidaire du berceau oscillant, donc intérieur au système.

Comme pour l'appareil d'essais des paliers, ce couple de frottement parasite, inévitable, est donc systématiquement éliminé des mesures, de même que ceux des paliers du moteur.

Ne subsistent que les couples de frottement « oscillants », des butées et paliers-guides auxiliaires (2 roulements à billes, 1 couronne de galets et 1 palier-guide à aiguilles), faciles à éliminer par la méthode de « la double pesée », ou par l'une ou l'autre des deux solutions que nous avons précisées plus haut.

Le coefficient de frottement f , pour chaque type de pivot ou butée, pour chaque nature de lubrifiant et pour chacune des valeurs de la pression, de la vitesse et de la température

(1) La différence de traînée (ou de forces tangentielles de frottement) respectivement sur l'arbre tournant et sur le coussinet fixe, est, en fait, non mesurable, parce que trop petite. Cette différence est déterminée par les différences de poussées statiques et dynamiques (quantités de mouvement par seconde) aux extrémités du film. Voir notre étude, p. 218, t. I, Mécanique des fluides. Librairie Dunod.

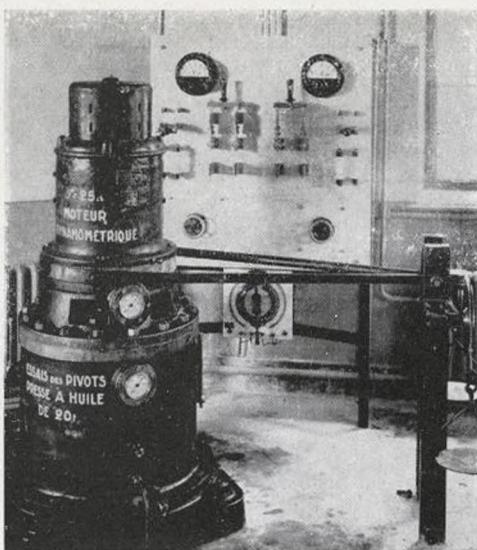


Fig. 5

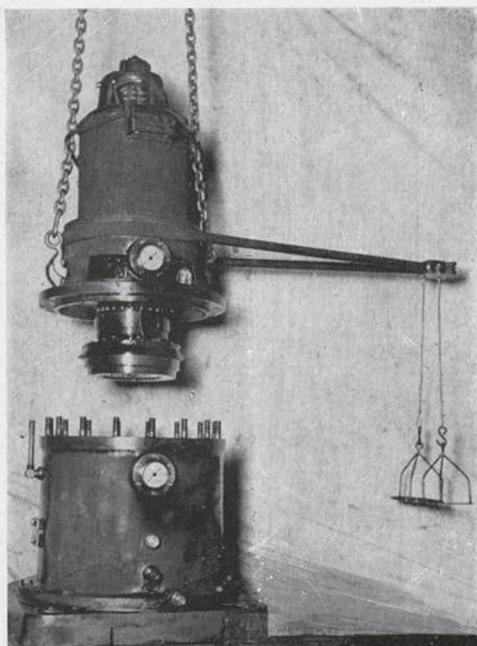


Fig. 6

moyenne de l'huile, s'obtient donc par simple mesure de la charge d'équilibrage Q et de la poussée P :

$$C_f = P \cdot f \cdot r_{moy.} = Q \cdot d; \quad d = 1,5 \text{ m};$$

$r_{moy.}$: rayon moyen de la butée ;

d : bras de levier de la charge d'équilibre Q .

Des sondes thermométriques permettent de suivre la variation de température dans les patins des 2 pivots : pivot d'essai, et pivot antagoniste.

Comme pour les paliers, on peut mesurer le couple de démarrage, en opérant également par différence, pour éliminer les couples de frottement parasites extérieurs.

La figure 5 est une photographie de l'appareil en son lieu

d'installation ; la figure 6 montre l'appareil en cours de montage, la cuve étant séparée du reste des organes.

La figure 7 est une vue des patins flexibles (Brevet N.B.P.P.) de l'un des pivots expérimentés et la figure 8 les dispositifs de raclette et de chicanes conditionnant les circuits d'huile en dehors des films.

3° Un groupe de mise en pression d'huile, et de distribution, huile destinée aux presses de mise en charge des paliers et pivots.

Ce groupe est dessiné schématiquement sur la figure 1, et photographié à gauche de la figure 3.

Il permet de régler *commode*ment et *rapidement* à une valeur rigoureusement constante la charge P sur le pivot ou sur le palier à essayer ; il est constitué :

- a) D'un carter étanche ;
- b) D'une pompe à huile à engrenages ;
- c) D'un robinet de distribution spécial à 4 voies, combiné avec une soupape de réglage de la pression.

Une simple manette permet de réaliser rapidement les opérations de mise en charge, d'augmentation ou de diminution de celle-ci ou d'évacuation de l'huile de chacune des presses.

4° Une commutatrice de 75 kW et un groupe survolteur-dévolteur, nous permettent d'obtenir toutes les tensions désirées pour faire varier la vitesse des deux moteurs dynamométriques, et d'opérer ainsi à vitesse variable.

Tous ces appareils, qui permettent d'obtenir des résultats synthétiques en fonction des facteurs d'influence μ , ρ , N et θ (ou μ , charge P , vitesse u et température 0), peuvent être

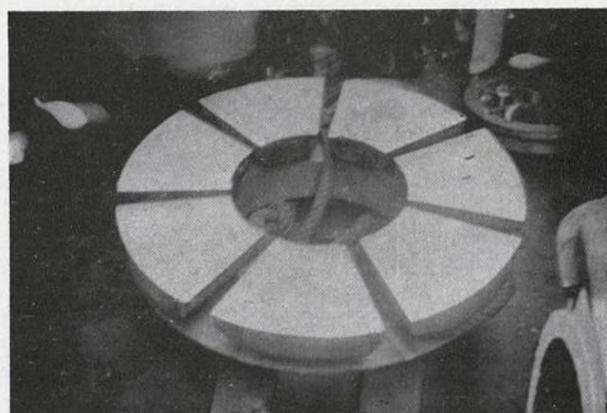


Fig. 7

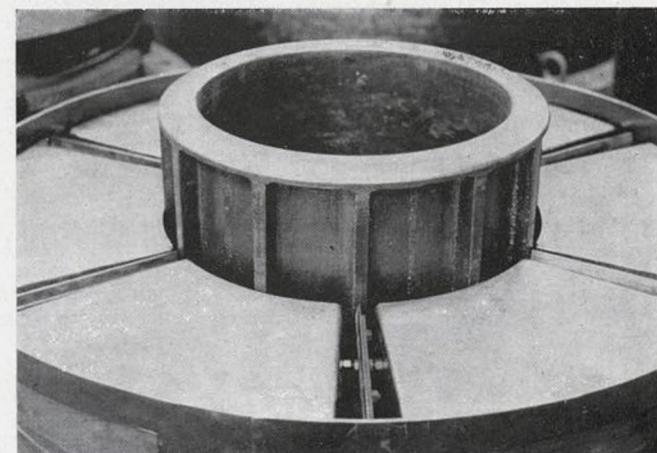


Fig. 8

complétés de dispositifs appropriés, en vue de recherches de caractère analytique du plus grand intérêt :

a) *Epaisseurs du film d'huile en fonction des facteurs d'influence précisés* ;

b) *Répartitions des pressions en différents points des directives ou des génératrices du courant ou des blocs, ainsi que celles des températures à l'aide de couples thermo-électriques*.

Cette répartition des pressions nous l'avons déterminée également sur un appareil plus simple, installé depuis au laboratoire de l'Ecole d'Arts et Métiers de Paris.

III. — Contraintes de similitude hydrodynamique dans le graissage parfait.

Coefficient de sécurité de stabilité du film et difficultés d'essais sur modèles trop réduits.

Le problème du graissage parfait concerne un domaine où la viscosité joue un rôle essentiel, pourvu que l'épaisseur minimum du film, conditionnée par les forces de viscosité, par la pression et par la vitesse, soit suffisante pour éliminer toutes actions de contact entre éléments solides.

Par contre, lorsqu'il y a rupture du film et que les épilamens se touchent, il est vraisemblable qu'aucune similitude, même approchée, ne saurait exister : l'interprétation physique du frottement onctueux ne peut plus être facilement explicitée par suite de multiples facteurs d'influence complexes : l'affinité moléculaire des corps en présence ; l'état, l'ajustement et la déformation des surfaces ; leur propreté ; leur humidité et leur température. L'expérience montre alors la grande indétermination qui règne sur la valeur de f ; et pour ces raisons, nous estimons que l'étude du frottement onctueux doit être faite sur modèles vraie grandeur.

Nous n'envisagerons donc, dans ce qui suit, que la similitude hydrodynamique relative au graissage parfait.

Hypothèse restrictive et simplification marquée.

Nous ne considérerons que le cas d'un film à une dimension c'est-à-dire un élément de longueur unité d'un coussinet ou d'un bloc (patin) d'envergure infinie. Cette façon de faire, restrictive en soi, simplifie le problème, puisqu'elle permet d'éliminer l'influence des fuites marginales.

Cette restriction est comparable à celle que l'on fait dans l'étude des ailes d'avions lorsqu'on considère un élément d'allongement infini. Toutefois, l'expérience montre qu'avec des coussinets et des patins munis de rampes appropriées, on peut réduire les fuites latérales à une faible valeur, de sorte que l'hypothèse d'un écoulement à une dimension, le seul qui soit vraiment accessible à la théorie, peut être considérée comme très peu éloignée de la réalité physique.

C'est d'ailleurs par des essais systématiques (1) sur des organes porteurs de différents allongements que l'on pourra déterminer les écarts, et, par conséquent, les corrections à apporter aux déductions faites d'un écoulement à une dimension.

Une simplification marquée, celle-ci absolument correcte, réside dans le fait que les forces d'inertie appliquées à une particule d'huile sont vraiment négligeables à côté des actions de contact qui conditionnent le gradient des pressions sous le coussinet ou sous le patin, ainsi que la hauteur du film le long de ces organes porteurs. Il en résulte que la contrainte de similitude de Reynolds s'élimine d'elle-même, puisque cette condition découle de la proportionnalité entre les forces d'inertie et les forces tangentielles de viscosité. D'autre part, masses et poids du fluide n'interviennent pas.

Il y a lieu de remarquer, toutefois, que la considération de la centrifugation du film d'huile, aussi bien dans les paliers que dans les pivots, nous amènerait à respecter la contrainte de similitude de Reynolds, mais ce ne sera généralement pas possible : le fait de négliger l'influence des forces centrifuges peut donc être une cause d'écart entre les prédictions fournies par la théorie unidimensionnelle et les résultats d'essais sur appareils industriels.

(1) Voir les remarquables travaux de MM. BAUDRY et TICHVINSKY, parus dans le « Journal of Applied Mechanics », déc. 1935, vol. 2, n° 4.

Contrainte de similitude des organes porteurs à film d'huile.

L'isolement d'une particule d'huile au sein du fluide et l'application des deux grands principes fondamentaux de la mécanique, celui de l'équilibre de la particule (lui-même issu de la conservation de l'énergie) et celui de la continuité des masses, nous permettent, dans le cas d'un écoulement à une dimension, d'expliquer le gradient des pressions le long du film, la force portante, la trainée ou la résistance, et enfin le coefficient de frottement f et la hauteur minimum du film h_0 . Toutes ces relations (1) sont obtenues en régime établi, lorsque la force portante équilibre la charge P que doit supporter l'organe porteur et que le mouvement de rotation est uniforme.

u_0 étant la vitesse circonférentielle de la paroi mobile et P la charge, il est facile de démontrer que :

$$1^o (1) \quad f^2 = \frac{1}{k} \cdot \frac{b}{6} \left(\frac{\mu \cdot u_0}{P} \right),$$

et, en remarquant que pour un palier $u_0 = \pi \cdot d \cdot N$, on a :

$$f^2 = k' \frac{\mu \cdot N}{P};$$

le coefficient k' ne dépend que des formes géométriques du modèle et non de ses dimensions ; en particulier, k' est fonction de la pente des rampes prévues pour favoriser la formation des films d'huile ;

2^o La hauteur minimum du film d'huile h_0 est donnée par :

$$(2) \quad h_0^2 = k'' b \cdot \frac{\mu \cdot N}{P}.$$

Ces deux relations montrent que, en fonction du facteur $\frac{\mu \cdot N}{P}$, le coefficient de frottement et la hauteur minimum du film d'huile sont respectivement des paraboles du second degré ; mais alors que dans la relation (1) f ne dépend que de $\frac{\mu \cdot N}{P}$, dans la relation (2) on voit que h_0 dépend de ce facteur ainsi que de l'une des dimensions du modèle.

Nous en tirons les conclusions suivantes :

1^o En négligeant, en première approximation, les fuites latérales, l'effet des forces centrifuges, l'influence de la variation de température de l'huile le long du film, les irrégularités de surface, de forme ou de dimensions entre les deux modèles, il y a similitude hydrodynamique si le facteur $\frac{\mu \cdot N}{P}$ est le même pour chacun d'eux.

Le coefficient de frottement sera alors pratiquement identique dans les deux expériences ou pour les deux régimes de fonctionnement.

Pour un même organe porteur à régime varié, ce facteur de similitude montre que le fait de diminuer la pression (à égalité de μ et de N) peut augmenter d'une manière sensible le coefficient de frottement f ; d'où élévation de la température et grippage éventuel. A égalité de pression, plus grande est la vitesse de rotation, moins l'huile doit être visqueuse et vice versa ; pour les trop faibles vitesses de rotation, malgré les faibles valeurs admises pour P , il peut être impossible de dépasser le $\frac{\mu \cdot N}{P}$ critique et de réaliser le film d'huile ; on est alors conduit à adopter des huiles très visqueuses ou mieux de la graisse consistante sous pression.

2^o A égalité de ce même facteur de similitude, deux organes porteurs géométriquement semblables (déformables ou orientables) ont des hauteurs de film en des points homologues proportionnelles à l'une des dimensions des organes.

La figure 9 interprète les déductions pratiques à tirer de ces prédictions théoriques qui vont, comme nous allons le voir, être parfaitement corroborées par l'expérience directe.

On voit que :

a) A égalité de hauteur maximum des aspérités des surfaces en présence, c'est-à-dire pour le même état de rectification des

(1) On exprime l'équilibre d'une particule sous les seules forces de contact normales (en bout) et de viscosité (latérales), et on utilise l'équation de continuité du débit. On interprète, d'autre part, le phénomène de la viscosité, en écrivant que les vitesses d'huile à la paroi fixe sont nulles et que celles en contact avec la paroi mobile sont égales à la vitesse de celle-ci.



surfaces, le $\frac{\mu \cdot N}{\rho}$ critique est d'autant plus élevé que le modèle expérimenté est petit. La zone du frottement onctueux s'étend alors toujours plus et le coefficient de frottement minimum augmente ;

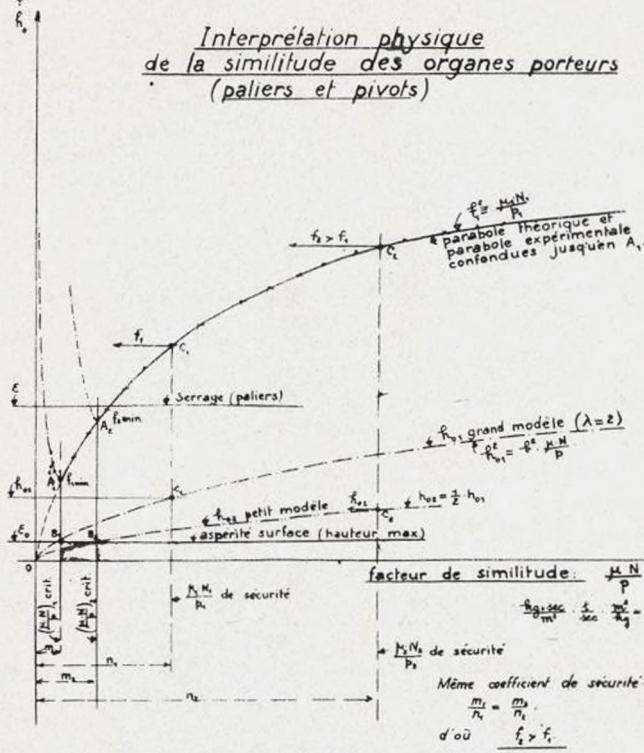


Fig. 9

b) Si nous considérons un coefficient de sécurité de stabilité du film, tel que le $\frac{\mu \cdot N}{\rho}$ adopté, pour le gros modèle, corresponde au point C_1 (le coefficient de sécurité étant alors $\frac{n_1}{m_1}$) à égalité de coefficient de sécurité $\left(\frac{n_2}{m_2} = \frac{n_1}{m_1}\right)$, le point représentatif de fonctionnement normal du petit organe porteur serait en C_2 ; celui-ci détermine, sur la parabole du second degré représentant le coefficient de frottement, un point C_2 . Il en résulte que le coefficient de frottement f_2 est plus grand que f_1 .

Ce graphique, qui nous paraît fort intéressant, montre qu'il est plus facile de réaliser le film d'huile sur les organes porteurs de grande dimension que sur les petits, et qu'il faudra apporter à la rectification des surfaces de ceux-ci un soin d'autant plus méticuleux que l'on voudra s'éloigner du frottement onctueux et de toutes ses incertitudes.

Il y a lieu de remarquer que, pour éviter ce frottement onctueux ($h_{02} > \epsilon_{02}$), il faudra prendre pour le petit modèle un facteur $\frac{\mu \cdot N}{\rho}$ plus grand, quitte à « subir » un coefficient de frottement plus élevé et une déperdition d'énergie relative plus grande :

A égalité de pression ($\rho_1 = \rho_2$) et pour la même nature d'huile ($\mu_1 = \mu_2$), λ étant le rapport de similitude géométrique ($\lambda > 1$), le rapport des puissances perdues est :

$$\frac{P_2 \cdot f_2 \cdot v_2}{P_1 \cdot f_1 \cdot v_1} = \frac{\rho_2 \cdot f_2 \cdot N_2 \cdot \frac{1}{\lambda}}{\rho_1 \cdot f_1 \cdot N_1 \cdot \lambda^3} = \frac{f_2 \cdot N_2 \cdot \frac{1}{\lambda}}{f_1 \cdot N_1 \cdot \lambda^3}$$

Pour le même état de rectification des surfaces (ϵ_0 le même) et la même sécurité de stabilité du film, on a d'autre part :

$$\frac{\mu_2 \cdot N_2 \cdot \mu_1 \cdot N_1}{\rho_2} = \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2 = \lambda^2 \quad \text{et} \quad \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1}{\lambda^2}$$

Par conséquent, le petit organe porteur doit tourner λ^2 fois plus vite et le rapport des puissances perdues est :

$$\frac{\mathcal{P}_{2f}}{\mathcal{P}_{1f}} = \lambda \cdot \lambda^2 \frac{1}{\lambda^3} = 1.$$

La déperdition d'énergie absolue est donc la même pour le petit organe comme pour le gros, et comme le premier se réfère à une puissance transmise normalement plus petite, sa puissance relative dégradée en chaleur sera naturellement plus grande.

Les surfaces rayonnantes étant dans le rapport λ^2 , l'évacuation des calories sera d'autant plus difficile que l'organe est petit (élévation de température, abaissement de μ et grippage).

Il est facile, d'autre part, de démontrer qu'à égalité de pression moyenne portante et de facteur de similitude ($f_2 = f_1$), les charges étant dans le rapport λ^2 , les puissances de frottement, ou quantités de calories à évacuer par seconde, sont alors dans

le rapport $\mathcal{P}_{1f} : \mathcal{P}_{2f} = \lambda^3 : \frac{\mu_2}{\mu_1}$, ainsi que les débits du film.

On n'oubliera pas que, dans tout ce qui vient d'être exposé, la similitude des paliers exige que les conditions géométriques suivantes soient toujours observées :

a) Mêmes angles de contact au repos, dans le cas de paliers d'étendues réduites ;

b) Mêmes jeux relatifs ou serrages, ceux-ci étant respectivement plus grands que les plus grandes aspérités relatives ;

c) Même perfection de montage ;

d) Même précision d'usinage et de poli des surfaces.

IV. — Exemples de quelques remarquables résultats d'essais obtenus sur paliers lisses et butées à patins flexibles et sur roulements à aiguilles.

Nos intéressants appareils d'essais nous permettent, en particulier, de déterminer, en fonction de la pression moyenne ρ sur la surface portante, de la vitesse de rotation N , de la viscosité μ de l'huile (lubrifiant), la variation du coefficient moyen expérimental de frottement (ou coefficient de traînée) :

$$f = \frac{C_f}{P \cdot r}.$$

Au cours des essais, à l'aide de nos dispositifs de refroidissement par circulation d'eau, nous pouvons maintenir la température constante. Pour les paliers sans refroidissement par eau que nous avons expérimentés, l'expérience montre qu'à pression constante, la température varie peu ; dans tous les cas, nous avons tenu compte de la variation du coefficient de viscosité μ avec la température Θ .

Les essais qui suivent ont été faits avec de l'huile Talia M. V ; nous avons déterminé au préalable sa courbe du coefficient de viscosité absolue μ en fonction de la température Θ ; voici quelques-unes de ces valeurs :

Θ en $^{\circ}\text{C}$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
$10^3 \cdot \mu$, en $\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^2$	15,6	11	8	6	4,5	3,5	2,8	2,3	1,9	1,5	1,25	1,0	0,6

Pour un organe porteur de forme et d'allongement déterminés, dont le jeu relatif ou serrage $a : r$ est bien défini, le coefficient de traînée est une fonction simultanée des 3 variables indépendantes μ , N et ρ . Comme nous venons succinctement de l'exposer, il est facile de grouper ces trois facteurs déterminants de la lubrification en un seul, $\frac{\mu \cdot N}{\rho}$ (μ en $\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^2$, ρ en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, N en $\text{t} \cdot \text{s}$). Et nous savons que la loi théorique de f en fonction de $\frac{\mu \cdot N}{\rho}$ est une parabole du second degré, ceci tant que le film d'huile existe :

$f^2 = k \cdot \frac{\mu \cdot N}{\rho}$, où k est un coefficient sans dimensions. Lorsqu'on atteint le « seuil » du régime hydrodynamique, défini

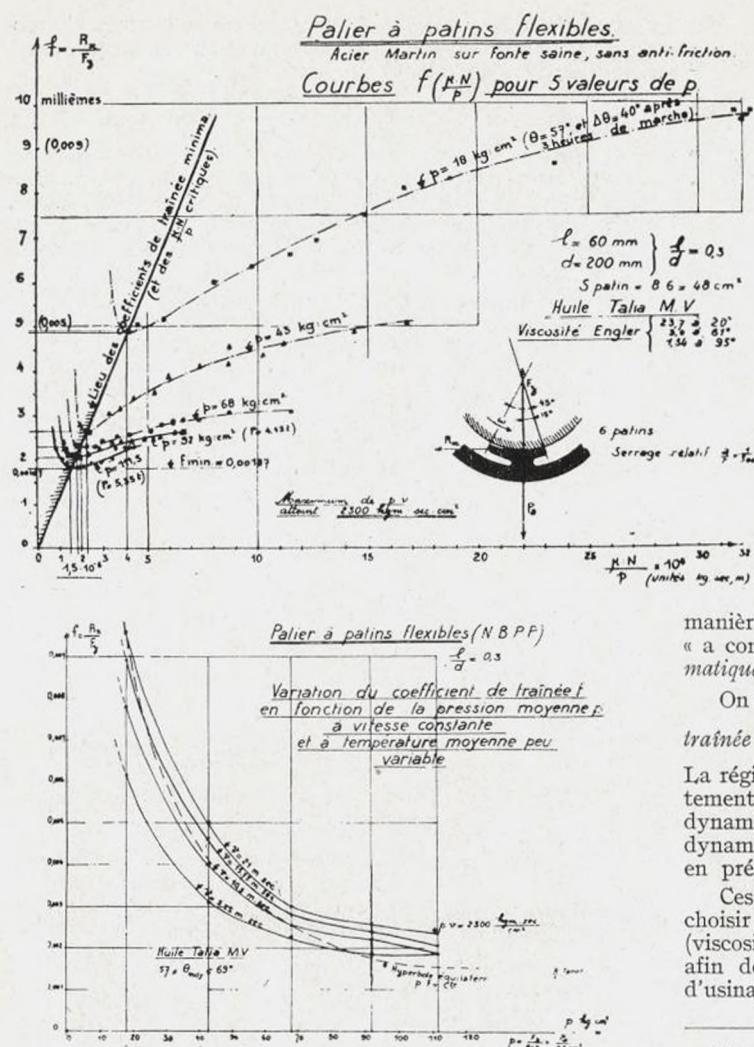


Fig. 10 et 10 a

nissant le $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique défini à la figure 9, il y a *rupture partielle ou totale de film*, perte de sustentation, graissage imparfait ou onctueux avec augmentation rapide du coefficient de traînée f , et risque de grippage : le coefficient f ne suit plus la loi parabolique en fonction de $\frac{\mu \cdot N}{p}$.

C'est ce que montrent clairement les figures 10, 11 et 12, relatives à des paliers lisses à film d'huile, du type Michell à patins fléchissants.

La figure 10 interprète les résultats des essais que nous avons obtenus, à vitesse N et pression p variables, sur un palier spécial, à 6 patins flexibles, en fonte saine, *sans antifriction*, avec arbre en acier Martin. Ces essais ont été faits sans refroidissement par circulation éventuelle d'huile ou d'eau. La portée relative du palier est $\frac{l}{d} = 0,3$ et le serrage relatif $\frac{a}{r} \approx \frac{1}{500}$. Surface du patin, disposé comme l'indique la figure 10 : $S = 8 \times 6 = 48 \text{ cm}^2$.

Tant que le facteur de similitude $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique n'est pas atteint, les courbes de f ont bien une allure parabolique ; pour $\frac{p_{\text{moy}}}{\mu \cdot N} = 111,5 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$, $v = 20,7 \text{ m.s}$ ($\frac{p \cdot v}{\mu \cdot N} = 2300 \text{ kg} \cdot \text{m.s} \cdot \text{cm}^2$) nous avons atteint simulta-

nement pour f et $\left(\frac{\mu \cdot N}{p}\right)_{\text{crit}}$ des valeurs extrêmement basses :

$$f = 0,00187 ;$$

$$\frac{\mu \cdot N}{p} \text{ critique} = 1,5 \cdot 10^{-8} \text{ (unités kg, s, m).}$$

Ces deux chiffres confirment, malgré l'extrême faible valeur de l'allongement relatif $l : d$, la qualité de fonctionnement de ce palier à patins flexibles. En supposant que le patin inférieur supporte la presque totalité de la charge ($P = 5,35 \text{ t}$), nous avons calculé que la flèche de l'extrémité libre de ce patin (en supposant que P soit excentré de 2 cm et que $E = 8000 \text{ kg.mm}^2$) était environ de $\frac{7}{100}$ de mm, soit de l'ordre de grandeur de l'épaisseur maximum du film.

Pour un palier de forme donnée, restant identique à lui-même, donc indéformable, la théorie montre que toutes les paraboles $f^2 = k \cdot \frac{\mu \cdot N}{p}$ sont confondues, k ne dépendant que de données angulaires ou rapports de dimensions de l'organe porteur. Comme nous obtenons autant de courbes que de poussées ou pressions, c'est donc que le patin fléchit d'une manière très accusée et répond bien à la mission qu'on lui a confiée : celui de s'adapter, par une modification systématique de la pente de sa rampe, à la charge qu'il doit supporter.

On remarque que le lieu des coefficients expérimentaux de traînée minima, correspondants aux $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critiques, est une droite.

La région immédiatement à gauche de la droite définit le frottement onctueux ou imparfait (actions de contact hydrodynamiques instables), la région à droite le frottement hydrodynamique sans actions de contact des surfaces métalliques en présence.

Ces résultats (1) sont extrêmement intéressants pour choisir les caractéristiques du palier et la nature du lubrifiant (viscosité μ). Pour des raisons de sécurité (stabilité du film), afin de palier aux imprécisions possibles de construction, d'usinage ou de montage, il n'est pas prudent d'adopter des

(1) La figure 10 a donne les courbes d'allure hyperbolique $f(p)$ à vitesse et à température constantes.

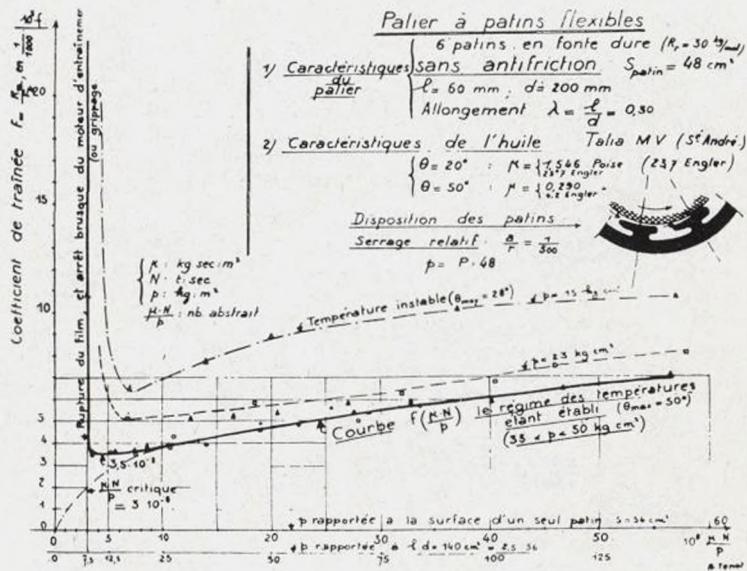


Fig. 11

caractéristiques voisines du lieu des points définissant les $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critiques ; il n'est pas non plus indiqué de s'éloigner de trop de ces valeurs, car croît avec $\frac{\mu \cdot N}{p}$ (ainsi que la déperdition d'énergie).

La figure 11 montre les résultats obtenus avec ce même palier mais pour un azimut différent des patins flexibles.

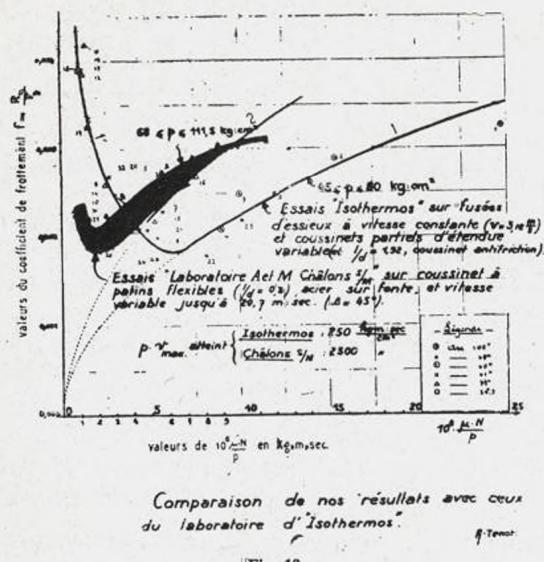


Fig. 12

La figure 12 est un graphique comparatif entre nos propres résultats sur paliers à patins flexibles et ceux du laboratoire français « Isothermos » spécialement outillé pour expérimenter les fusées d'essieux de wagons (coussinets partiels munis d'antifriction, et d'étendue réduite variable (suralésés) : arc de 102° à 250°).

La figure 13 interprète les résultats que nous avons obtenus sur un pivot, à patins flexibles également, du type des figures 7 et 8 constr. : N. B. P. P. : acier mi-dur trempé sur fonte, sans antifriction ; rampe de 1 p. 100 environ. Le coefficient de trainée

comprend ici, non seulement les réactions de contact tangentielles hydrodynamiques du film d'huile sur le disque, mais encore, le frottement de celui-ci sur l'huile.

La courbe de f en fonction de $\frac{\mu \cdot N}{p}$ est une parabole très tendue peu influencée par p à l'inverse des résultats obtenus sur le palier à patins flexibles : ceci prouve que la configuration géométrique du pivot reste pratiquement identique à elle-même, quelle que soit la poussée ; en d'autres termes les 4 patins fléchissent très peu, par suite de l'ordre de grandeur même de cette poussée (1).

Nous avons mesuré, pour une température constante de 20° (refroidissement par eau) :

$$f_{\min} = \frac{1,6}{1000},$$

$$\frac{\mu \cdot N}{p} \text{ critique} = 2,5 \cdot 10^{-8} \text{ environ.}$$

Ce pivot est muni de dispositifs spéciaux de cheminement et

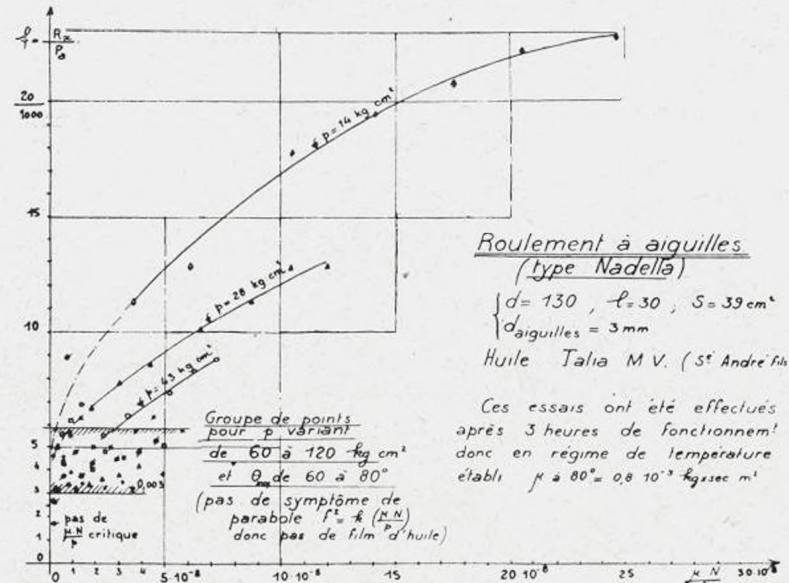


Fig. 14

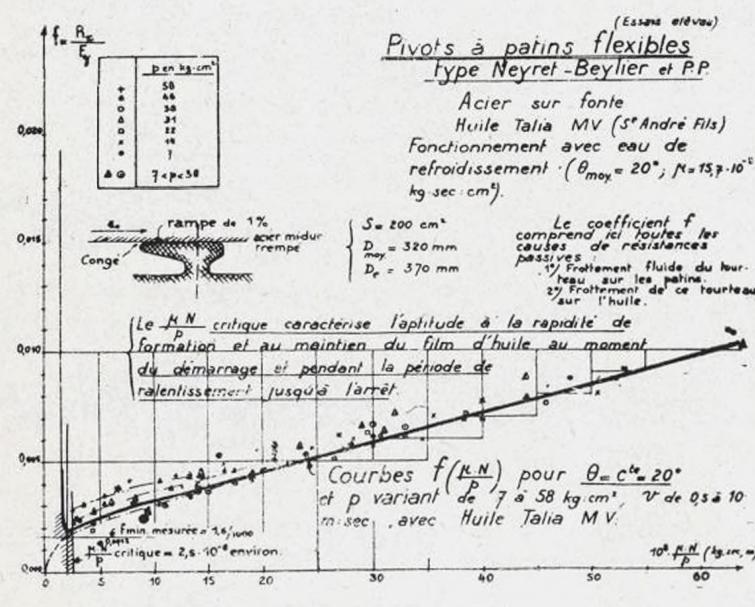


Fig. 13

de circulation d'huile : une raclette ou déflecteur intercepte le lubrifiant qui vient de passer sous un patin, et des cloisons-guides l'obligent à circuler et à se refroidir avant d'être introduite, pour une nouvelle phase active, sous un nouveau patin (voir photographie fig. 8).

La figure 14 montre les résultats que nous avons obtenus sur un roulement à aiguilles (type Nadella). Si cet organe s'est très bien comporté au cours des essais, puisque nous avons atteint des pressions moyennes de 120 kg/cm^2 avec une vitesse circonférentielle de 14 m/s, sans qu'la température dépassât 80° , et avec $f = 0,003$ à 0,004, par contre, pour p variant de 60 à 120 kg/cm^2 , nous n'avons découvert aucun indice de formation de film d'huile (pas de $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique, et pas de parabole $f^2 = k \cdot \frac{\mu \cdot N}{p}$).

L'allure parabolique de f , pour p variant de 14

(1) Il y a lieu de remarquer que ce sont les régimes à frottement onctueux des périodes de démarrage et de ralentissement jusqu'à l'arrêt, qui conditionnent les dimensions minima des pivots et butées. Celles-ci sont beaucoup plus grandes que celles relatives aux régimes hydrodynamiques (fonctionnement normal).

à 43 kg/cm² (v variant de 0,3 à 14 m/s), peut, par contre, justifier l'existence d'un film d'huile entre les aiguilles et leurs surfaces d'appui : il y aurait donc simultanément roulement et glissement hydrodynamique, pour ces valeurs de μ et de v , sans que nous puissions toutefois l'affirmer.

A l'aide de ces mêmes appareils d'essais, il est facile, de visu, de déterminer le $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique de tous organes porteurs à film d'huile. Ainsi, pour un palier lisse à graissage par bagues et de type normalisé dans une grande maison de construction ($S = l \cdot d = 340$ cm², et $d = 130$), à une température d'huile de 20° maintenue constante à l'aide d'un refroidissement par eau et un pour coefficient $\mu = 0,0156$ kg.s.m², voici quelques valeurs minima de $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique obtenues, ainsi que les coefficients de frottement minimum correspondants :

p moy. palier kg/cm ²	N critique t.mn	P kg	C/ m.kg	$P = p$ moy. x 340	$P \cdot r =$ $P \cdot 0,065$	f	$\frac{\mu \cdot N}{p} \cdot 10^8$
17,3	75	3,3	3,3	5 900	38,5	0,0083	11,3
14,2	84	2,7	2,7	4 800	31,2	0,0081	15,6
10,6	82	2,5	2,5	3 600	23,4	0,0106	20,0
7,10	87	2,2	2,2	2 400	15,7	0,014	32,0
5,55	35	1,7	1,7	1 200	7,8,5	0,0218	26,0
	70	0,57	0,57				

On voit que, pour ce palier lisse, le $\frac{\mu \cdot N}{p}$ critique varie de 11 à $32 \cdot 10^{-8}$, valeur relativement élevée par rapport à celles que nous avons déterminées pour les paliers à patins flexibles. De même, le coefficient de frottement minimum est relativement plus grand, puisque son ordre de grandeur est de 1/100 pour des pressions variant de 3 à 17 kg/cm².

Lubrification des organes porteurs des turbo-machines thermiques.

Au problème de la formation du film d'huile se greffe celui de l'évacuation des calories conduites par l'arbre de la machine vers les paliers ou butées. L'huile a alors deux missions à remplir :

1^o Séparer l'arbre du coussinet inférieur (les charges étant généralement verticales dans ce genre de machines) ;

2^o Drainer les calories résultant, non seulement du frottement, mais de la conduction par l'arbre.

On est alors conduit à une lubrification forcée (1) avec des pressions effectives de l'ordre de 0,5 à 2 kg/cm² fournies par une petite pompe.

La figure 15 montre le schéma de principe d'un palier de grosse turbine à vapeur, où l'huile fraîche, envoyée par la pompe, se scinde en deux courants, l'un pour la formation

(1) Pour les machines hydrauliques, avec paliers très fortement chargés, on est également conduit à adopter une circulation d'huile sous pression.

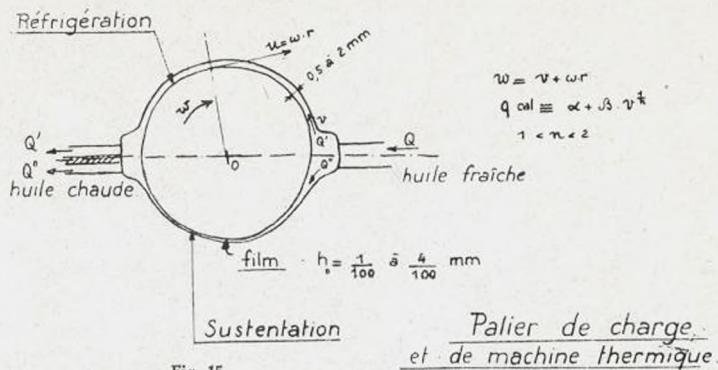


Fig. 15

Palier de charge et de machine thermique
Exemple : $P = 30$ t

du film et la sustentation de l'arbre, l'autre pour la réfrigération. On remarquera que le courant supérieur, de débit Q' , a un mouvement opposé à celui de la rotation de l'arbre, ce qui facilite l'échange de chaleur par convection.

Les deux courants, de débits respectifs Q' et Q , d'abord situés dans le plan médian du palier, se répartissent de part et d'autre de ce plan et se rejoignent vers les faces marginales, à une certaine distance toutefois pour éviter les fuites. Le jeu entre l'arbre et le coussinet supérieur peut, dans ce genre de machines, atteindre sans difficulté 0,5 à 2 mm, car il n'existe pas, à proprement parler, de film d'huile dans cette région.

Conclusion

Cet exposé sommaire de la description de notre ancien laboratoire d'essais en matière de lubrification et les premiers résultats que nous avons obtenus, résultats qui confirment les déductions théoriques des remarquables travaux d'éminents savants, tels que ceux d'Osborne Reynolds, Michell, Boswall, Beauchamp-Tower, Kingsbury, Stone..., montrent que l'Enseignement technique français, pour répondre aux besoins de l'industrie de notre pays, n'ignore pas le rôle immense que joue la lubrification dans le fonctionnement des machines, aux points de vue, sécurité de fonctionnement, puissance massique, dégradation de l'énergie.

Et, à côté du terrain purement utilitaire nous estimons, interprétant ici la tendance de notre enseignement, que la comparaison des résultats d'expérience avec ceux de l'analyse mathématique, dans un domaine particulier de la mécanique des fluides où la viscosité joue le rôle essentiel (et à la limite d'un autre domaine plus complexe celui du frottement onctueux) constitue un puissant élément de formation scientifique. La rectification des surfaces des organes porteurs, l'influence de la nature des métaux et leur tenue à l'usage, l'affinité moléculaire des corps solides et fluides en présence, le bon maintien des propriétés physiques des lubrifiants, font partie de domaines techniques et scientifiques qui cadrent bien avec les études générales faites dans nos écoles nationales d'Arts et Métiers.

A. TENOT.

