

Conclusions

par Ch. HANOCQ

Professeur à l'Université de Liège
Rapporteur de la Commission S. B. M. des Paliers

Je voudrais tirer quelques conclusions des exposés qui précèdent et terminer cet ensemble en montrant ce qui a été entrepris au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège pour aborder l'étude technologique du problème, celle qui permet en définitive d'arriver au tracé rationnel du coussinet et du palier en partant des deux données fondamentales : le diamètre d et la longueur l du coussinet.

1. Calcul de l et d dans un palier porteur.

La méthode de calcul exposée par M. Leloup, basée sur l'application des résultats de la théorie et de l'expérimentation systématique concernant :

- 1) d'une part la recherche du coefficient de frottement;
- 2) d'autre part la recherche de la loi de dissipation de la chaleur des paliers lisses, suppose l et d connus.

Du point de vue de la résistance mécanique, on peut dire que du moment où l'on se donne le rapport $n = l/d$, le problème du calcul de l et d est déterminé.

S'il s'agit d'un tourillon d'extrémité, cas le plus simple, on peut en effet écrire, en appliquant l'équation d'équarrissage à la flexion,

$$\frac{M_r}{R} = \frac{l}{v} = \frac{\pi d^3}{32}$$

la relation

$$\frac{P \left(\frac{l}{2} + l' \right)}{R} = \frac{\pi d^3}{32}$$

l' étant la longueur à ajouter à $l/2$ pour tenir compte de ce que la section dangereuse se trouve non pas à la sortie du coussinet, mais à la sortie du palier; en adoptant

$$\frac{2l'}{l} = \varepsilon$$

et en remplaçant l par d , il viendra donc :

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} (1 + \varepsilon) \frac{n}{2} \frac{P}{R}}$$

A partir de la charge P , du nombre de tours N , et de la courbe de viscosité de l'huile adoptée, et pour autant que l'on s'impose une valeur n du rapport l/d , le problème peut donc être entièrement résolu au moyen de ce qui précède, et il en résultera la connaissance de la température de régime t_r pour une température ambiante t_a déterminée.

M. Leloup a montré en outre, en s'appuyant sur ses expériences, le moyen de fixer la sécurité de fonctionnement en restant à une distance convenable du point critique.

Si la température de régime t_r trouvée tend à dépasser une valeur admissible (70° pour fixer les idées), la méthode exposée permet de voir quelle est la courbe de viscosité qu'il conviendrait de choisir pour ramener, à la vitesse de rotation imposée, la température de régime à une valeur plus basse.

En résumé, il faut que la viscosité soit assez élevée pour que le fonctionnement normal se situe nettement dans le régime hydrodynamique; d'autre part, si les vitesses angulaires de rotation sont grandes, il faut éviter l'emploi d'une huile trop visqueuse, sous peine de situer le point de

fonctionnement dans la région des grandes valeurs de X , c'est-à-dire dans une région trop éloignée de celle du coefficient de frottement minimum.

Une méthode de calcul pourrait consister à laisser indéterminé le rapport l/d et à fixer le point de fonctionnement relativement près du minimum de f .

Cette méthode conduit généralement à des rapports de l/d nettement inférieurs à 0,8; or, la loi de frottement hydrodynamique n'est pratiquement vraie que pour des rapports l/d supérieurs à 0,8, les valeurs de f dépassant fortement les valeurs théoriques au fur et à mesure que l'on descend en dessous de cette limite.

C'est donc finalement à la méthode exposée qu'il faut s'en tenir, celle qui consiste à choisir, un peu arbitrairement il est vrai, le rapport l/d .

Nous ajouterons que le calcul a priori, de la température t , ne s'impose vraiment que quand on se trouve dans des conditions nouvelles d'installation et que les points de comparaison manquent.

Si, au moment de la mise en marche, on constate une anomalie après un premier rodage, il convient de rechercher par la méthode de calcul exposée, quelle est la température qui devrait être normalement réalisée; si l'écart est sensible entre la valeur calculée et la valeur observée, c'est qu'il existe une anomalie d'exécution ou de montage.

2. Choix du rapport l/d .

Comme nous venons de le dire, on trouve à la base du calcul, la question du choix de l/d .

Disons que le calcul montre qu'il y a intérêt, tant au point de vue de la perte par frottement, que du prix et de l'encombrement du palier, à choisir un rapport l/d aussi faible que possible. Mais le palier doit être muni d'un dispositif de graissage automatique, bague flottante ou mieux

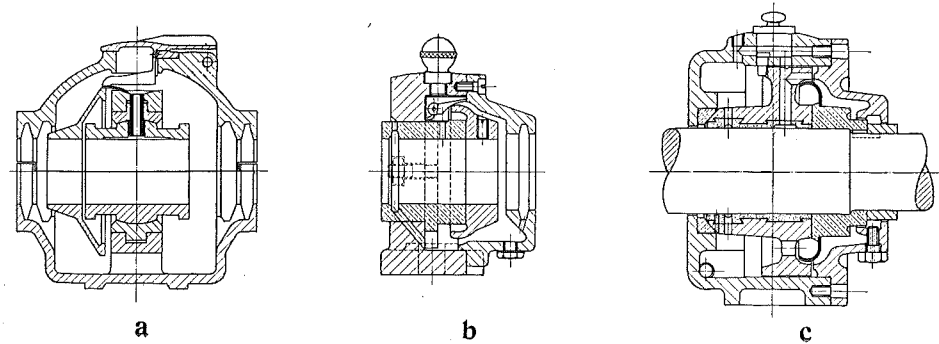


Fig. 1.

bague fixe, capable d'amener une quantité d'huile suffisante pour réaliser l'épaisseur du film telle qu'elle résulte de la théorie. L'alimentation par mèche d'autrefois, basée sur le phénomène de capillarité s'est montrée, à ce point de vue, nettement insuffisante; de là, le progrès réalisé par l'emploi des paliers à graissage abondant par bague. Mais généralement, cette bague coupe le coussinet en deux, partiellement ou totalement, si bien qu'au point de vue de l'écoulement latéral, ce qui compte, ce n'est pas la longueur totale du coussinet, mais la longueur qui s'étend de part et d'autre de la bague; dans ces conditions, le rapport l/d à partir duquel l'écoulement latéral commencerait à se faire sentir devient

$$2 \times 0,8 = 1,6$$

augmenté du rapport l'/d correspondant à la largeur de la bague, ce qui conduit normalement à l/d égal à 2.

C'est à notre avis le maximum de ce que l'on doit envisager.

Avec une bague latérale au coussinet, nous estimons que l'on peut descendre à $l/d = 0,8$ à 1, avec cette restriction peut-être qu'il convient de ne pas dépasser des pressions moyennes de 30 à 40 kg/cm², surtout si l'on doit effectuer le départ en charge sans rodage, lors de la mise en service.

Nous avons, en vue d'élucider cette question du choix du rapport l/d , réalisé trois modèles de paliers à graissage par bague latérale. La figure 1 (a, b et c) montre ces trois modèles, exécutés pour un arbre de 40 mm de diamètre.

Le premier, symétrique, est à rotule; le deuxième est à coussinet fixe ramassé au maximum; le troisième, dissymétrique, réalise l'articulation sans devoir recourir au système, difficile d'exécution, de la genouillère sphérique.

Dans ce dernier, le mode d'alimentation tient de la pompe centrifuge : la bague entraîne entre

elle et la couronne venue de fonte avec le coussinet proprement dit, une mince couche d'huile, qui se met sous pression, et dont une partie est dérivée latéralement, au point supérieur, vers le trou de graissage.

Dans les deux premiers systèmes, nous avons résolu l'alimentation à la partie supérieure du coussinet par un doigt articulé qui raclait le disque à la périphérie. Ce mode d'alimentation par disque latéral, avec ou sans racler — le dernier système, sans racler, ne fonctionnant que pour des vitesses supérieures à 300 tours/minute — s'est révélé très satisfaisant et très sûr à toutes les vitesses réalisées, c'est-à-dire jusqu'à 3 000 tours/minute.

3. Choix du rapport r/a .

En terminant son exposé de la méthode de calcul d'un palier porteur, M. Leloup a montré qu'il existe un rapport r/a optimum en ce qui concerne la valeur du coefficient de frottement; ce rapport ne dépend que de $\mu N/p$.

Pour les valeurs de cette variable habituellement réalisées, il s'indique ainsi que r/a pourrait varier, pour fixer les idées, entre 250 et 500. Mais ceci ne tient pas compte de l'existence des irrégularités d'usinage, dont l'influence se fera nécessairement sentir dès qu'elles représenteront une fraction importante du jeu a ; comme un même rapport r/a conduit à des valeurs de a qui sont proportionnelles au diamètre de l'arbre, on voit que le problème du choix du rapport r/a n'est pas aussi simple qu'il pourrait le paraître à première vue.

Il est donc convenable de considérer que le rapport r/a puisse croître avec le diamètre, et de réserver les valeurs de l'ordre de 300 à des diamètres inférieurs à 40 mm pour passer à 500 et au-delà pour des diamètres nettement supérieurs.

Les majorations du coefficient de frottement à appliquer lorsque le rapport r/a est supérieur à 500, qui ont été proposées par la Commission des Paliers de la S.B.M., doivent être considérées comme s'imposant moins au fur et à mesure que le diamètre devient plus considérable, les valeurs citées correspondant à un diamètre de 40 mm.

Bien entendu, le choix du jeu n'est souvent pas libre, car il convient fréquemment de limiter au strict minimum la possibilité du déplacement du centre de l'arbre par rapport au centre du coussinet (machines alternatives, tours, etc.).

On pourra toutefois estimer, à l'aide de la théorie, et à la lumière de l'analyse succincte qui vient d'être faite, à quel point on peut ainsi s'écarter des conditions optima de fonctionnement.

4. Dispositifs d'étanchéité latérale.

Avec l'alimentation par bague flottante, l'étanchéité latérale paraît assurée de façon satisfaisante, lorsque les pressions sont faibles, par des dispositifs simples tels que ceux dessinés (fig. 2):

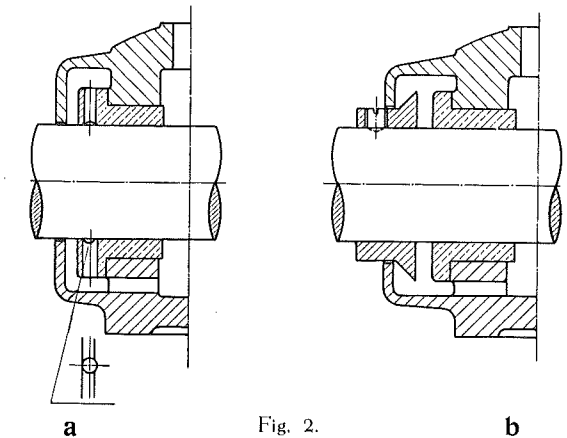


Fig. 2.

une fente à la partie inférieure du coussinet qui provoque le raclage, ou bien une gorge de 2 à 3 mm de profondeur, de 3 à 4 mm de largeur, munie d'une entaille à la partie inférieure, et de deux ouvertures, l'une à la partie supérieure, l'autre à la partie inférieure pour permettre l'écoulement de l'huile (fig. 2a).

Ces dispositifs qui étaient apparus comme suffisants dans les paliers du commerce que nous avons expérimentés jusqu'à 900 tours/minute — sans que nous puissions affirmer que toute perte était évitée quelles que soient la pression et la vitesse — se sont révélées insuffisants avec le graissage abondant que nous avons obtenu avec la bague latérale.

Si du côté bague, en raison même de son mode de fonctionnement, aucune perte n'a jamais été observée, du côté opposé, où nous avons ménagé une double rainure, l'étanchéité s'est souvent révélée comme étant précaire : après un certain temps de fonctionnement, lorsque la pression est élevée, il se forme un léger film qui suit l'arbre et qui, dès qu'il atteint l'extrémité de la seconde rainure, est véritablement pompé par un phénomène de capillarité. Cette question d'étanchéité, capitale au point de vue de la sécurité de fonctionnement, nous ne l'avons résolue complètement qu'avec une bague coupe-huile double suivant le tracé de la figure 3 (à gauche).

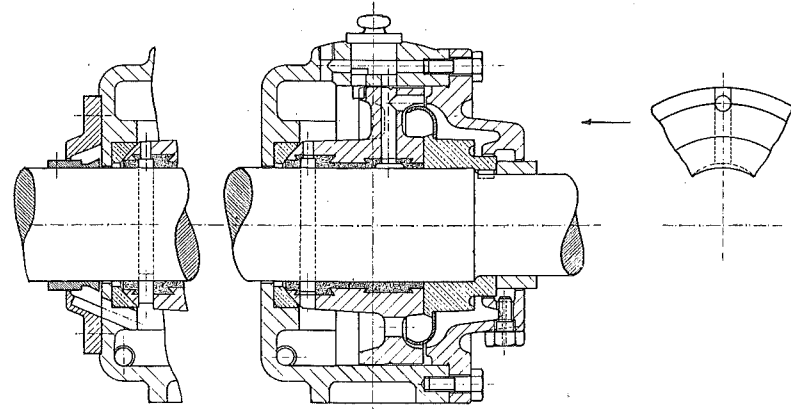


Fig. 5.

La bague simple de la figure 2b, se montre insuffisante aux grandes vitesses parce que les projections qu'elle provoque sur les parois, amènent des retours sur la bague au-delà du coupe-huile et dès lors l'amorçage d'un écoulement par capillarité le long de cette bague devient probable. Avec la disposition compound, malgré les faibles différences de diamètre dont nous disposons, cette étanchéité s'est avérée parfaite.

On voit par cet exemple combien le détail compte dans le domaine de la construction, et la difficulté de prévoir à priori, un résultat, étant donné l'influence de facteurs comme la capillarité, dont il est difficile de prévoir les effets, de déceler le mécanisme même de la perturbation qu'elle introduit.

Sauf au point de vue de la difficulté d'assurer l'étanchéité, l'abondance dans l'alimentation en huile du coussinet ne peut être qu'un bien : non seulement, elle assure la formation du film d'huile, mais elle provoque une égalisation des températures en tous les points du coussinet et une mise en régime très rapide.

5. Le point d'alimentation.

Préoccupé de nous rapprocher le plus possible des conditions de mise en service, nous avons lors de l'Exposition réalisée à Liège à l'occasion du Centenaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège, présenté un montage de trois paliers identiques, celui du milieu sollicité par une charge agissant vers le haut, les deux autres, par conséquent, recevant la pression appliquée au demi-coussinet supérieur (figure 4).

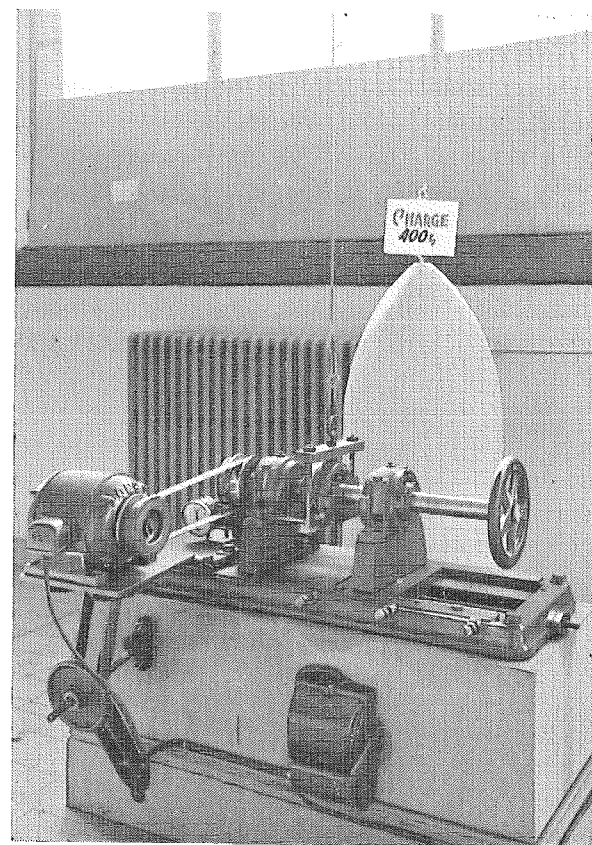


Fig. 4.

Le point d'alimentation dans la construction de ces coussinets, sans rainure autre que celle ménagée à la génératrice supérieure sur une fraction de la longueur du coussinet, était situé au point le plus haut. Pour le palier du milieu, ayant sa réaction vers le bas, la disposition était rationnelle et normale (fig. 5a); pour les deux autres (figure 5b), elle était catastrophique. Non seulement, la température de régime, pour ces deux paliers qui supportaient une charge moitié moindre que celle du palier du milieu, était très au-dessus de celle de ce palier central et tendait

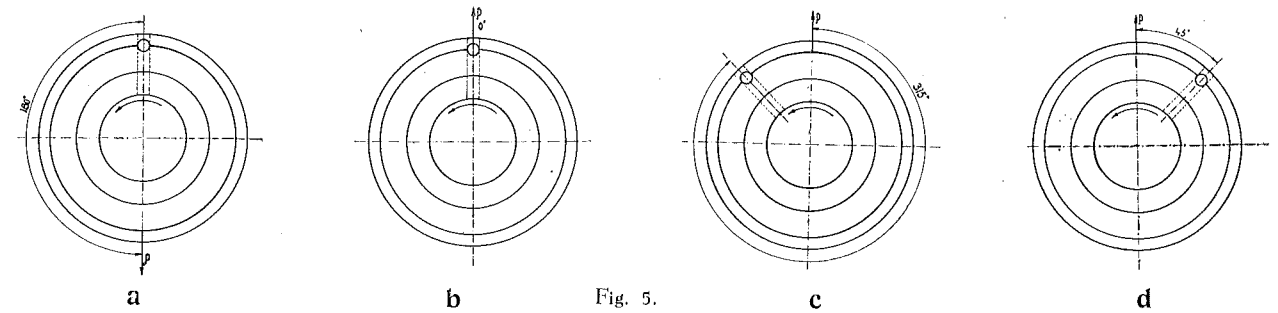


Fig. 5.

avec les fortes pressions, à monter au-delà de la température limite, mais, au démontage, après quelques centaines d'heures de rotation, les coussinets montraient des signes d'échauffement anormal et une usure très prononcée, alors que le palier du milieu se trouvait intact, c'est-à-dire dans l'état de parachèvement qui lui était propre à la mise en marche.

La théorie, généralement établie en supposant l'alimentation au point haut pour un coussinet chargé vers le bas, indique bien que la répartition des pressions et la valeur du coefficient de frottement dépendent de la position du point d'alimentation par rapport à la direction de la charge; elle indique bien également que si le point d'alimentation et le point d'application de la charge coïncident, le régime hydrodynamique, celui qui écarte toute usure, ne peut s'établir. Mais c'est tout : je veux dire qu'elle ne définit pas ce qui arrivera si de telles conditions sont imposées par les circonstances.

C'est donc à l'expérimentation qu'il faut de nouveau s'adresser pour se rendre compte de ce qui se passe dans le cas limite des deux directions coïncidentes.

Ces essais ont été entamés et se poursuivront en utilisant le torsiomètre que nous avons mis au point pour mesurer directement le coefficient de frottement à l'arbre.

Avec le dispositif actuel, nous avons — ce qui est possible avec notre système d'alimentation — orienté, pour les deux paliers d'extrémité, le point d'alimentation à 45° sur la verticale, dans le sens du mouvement et dans le sens inverse (respectivement figure 5c et figure 5d). Nous avons pu ainsi nous rendre compte de l'importance de ce décalage qui, lorsqu'il est en avant, donne à l'angle de parcours pour la formation progressive du film, une valeur de l'ordre de $360^\circ - 45^\circ = 315^\circ$.

A partir du moment où cette modification a été apportée, le fonctionnement était redevenu nor-

mal pour chacun des trois paliers, sauf dans le cas où par suite de la traction de la courroie et de l'orientation du point d'alimentation à 45° en arrière, il y avait à nouveau coïncidence presque complète entre la direction de l'alimentation et la direction de l'effort.

On voit donc l'énorme importance du choix du point d'alimentation suivant l'orientation de la charge et le sens de rotation de l'arbre.

Si dans les têtes de bielle, le fait que le point d'alimentation est généralement réalisé à l'endroit de la charge maximum ne conduit pas à un désastre, c'est parce que l'alternance de l'effort permet à la couche d'huile de se maintenir à une épaisseur assez voisine de l'épaisseur théorique, tandis que dans nos coussinets sous charge constante, l'épaisseur de la couche d'huile ne peut que tomber à la valeur qui se réalise dans le régime semi-fluide.

A l'heure actuelle, la technique évoluée des meilleurs constructeurs les a éloignés de cette conception erronée; dans les paliers de réducteurs de vitesse, Maag déplace le point d'alimentation avec le sens de rotation, et pour ce qui concerne les têtes de bielle, nous pouvons souligner les dispositions prises par la Société Cockerill pour un moteur Diesel simple effet (fig. 6).

Toutes les précautions ont été prises pour assurer une alimentation correcte, non seulement de la tête de bielle, mais du pied de bielle. Là, il faut, pour se rapprocher du régime hydrodynamique, ménager de nombreuses rainures longitudinales à bords d'entrée légèrement chanfreinés et c'est ce que l'on a fait avec le plus grand soin.

6. Forme des rainures.

Nous en arrivons ainsi à dire un mot de la question des rainures.

Il faut proclamer tout de suite que les rainures en pattes d'araignée doivent être proscrites mal-

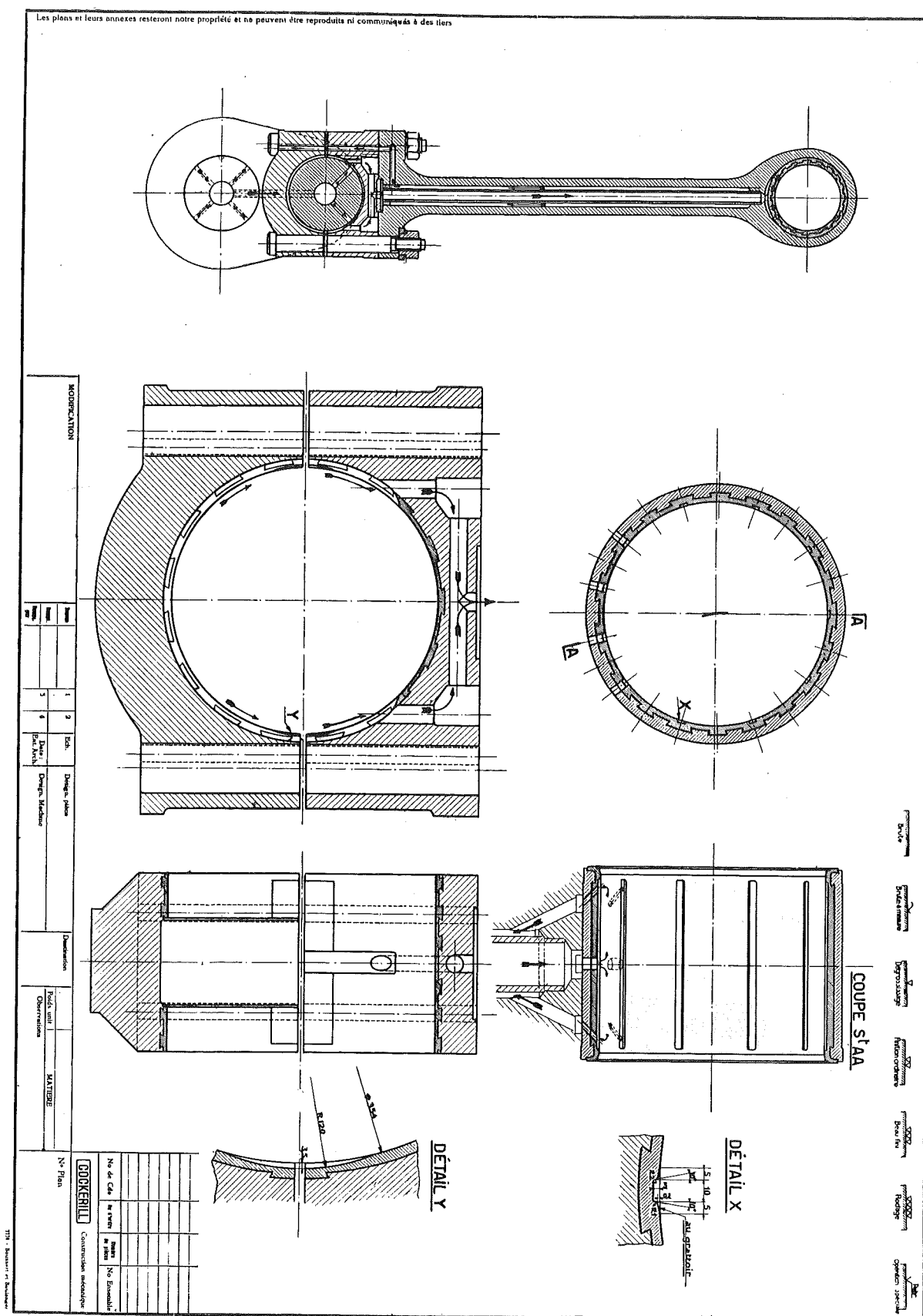


Fig. 6. — Tête de bielle d'un moteur Diesel.

gré la résistance qu'ont opposée les contre-maîtres à une innovation en opposition avec une très vieille pratique.

On peut concevoir une rainure de répartition se prolongeant sur une fraction de la largeur du coussinet, dans le sens axial. On peut aussi admettre quelques rainures dans le sens axial, réparties en dehors de la zone des grandes pressions, pour constituer, en cas de chauffage un refuge pour les particules de métal qui viendraient à se détacher du coussinet.

Mais pour tout ce qui est surface portante, toute autre pratique doit être proscrite.

7. Conclusion finale.

Et je voudrais qu'un effort d'éducation soit fait au moyen d'un appareil approprié qui ressemblerait fort à celui que nous avons réalisé pour l'Exposition de 1947 (fig. 7).

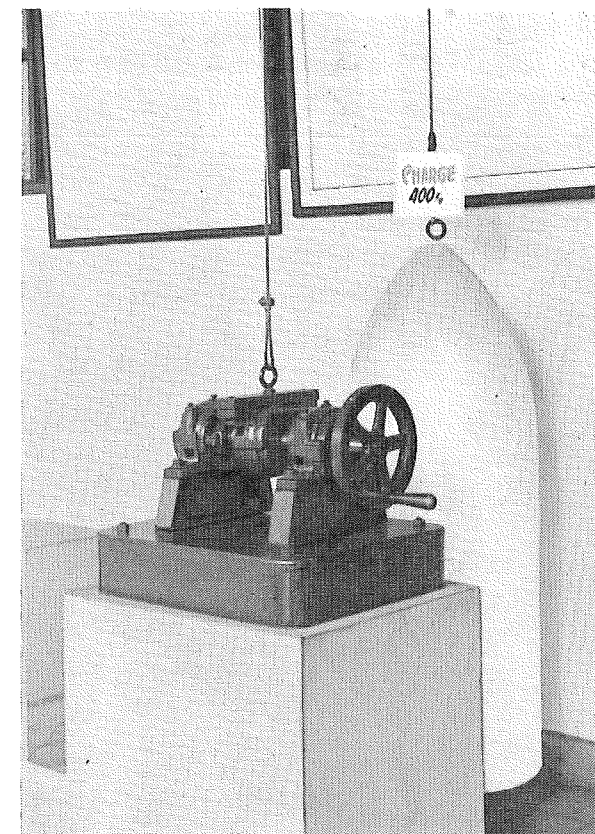


Fig. 7.

Nous retrouvons les trois paliers de la figure 4, mais en bout d'arbre, une manivelle permet de mettre l'arbre en fonctionnement à la main, alors qu'une charge de 400 kg est appliquée à cet arbre de 40 mm.

Au départ, l'effort à faire est de l'ordre de 20 kg, au bout d'un bras de levier de 15 cm, ce qui donne l'impression d'un véritable calage.

Lorsqu'après avoir fait parcourir un angle de 15 ou 20°, le film d'huile s'est formé, le couple tombe au 1/20 et si l'on entretient le mouvement à très faible vitesse, au 1/50, au point que l'on en arrive à l'impression que le système est monté sur des roulements à billes.

L'idée qui s'établit dans l'esprit du contre-maître que le résultat le plus favorable ne peut être obtenu que si l'on réalise pour la surface portante du coussinet, un arc de même rayon que le rayon de l'arbre, de façon à augmenter l'importance de la surface *réellement* portante, disparaîtrait puisque dans le cas envisagé, les jeux sont de l'ordre de 0,1 mm, soit un rapport $r/a = 400$, et le coussinet bien entendu, sans rainure.

Le contre-maître fait abstraction dans son raisonnement du phénomène hydrodynamique d'alimentation dont il ne peut avoir conscience. Il commet également l'erreur de croire que l'on peut introduire l'huile au point le plus chargé en ménageant des rainures qui conduisent l'huile en ce point, alors que cette huile se trouverait nécessairement à la pression atmosphérique.

Pour lui donner conscience de ses erreurs, je ne vois pas de meilleur moyen que de lui donner l'occasion de manipuler le dispositif dont je viens de parler, qui fait apparaître clairement le rôle du film d'huile.

Je voudrais terminer sur cette réflexion de nature à montrer à la fois ce que l'on peut attendre de la théorie dans un tel domaine, et ce qu'il faut demander à l'expérimentation si l'on veut être à même d'apporter une documentation suffisante à l'ingénieur pour qu'il puisse en faire profiter la technique; le rôle de celui-ci serait incomplet s'il ne participait à l'œuvre d'éducation qu'il faut entreprendre à l'occasion, pour faire passer certaines idées dans la pratique, étant entendu que dans bien des détails d'application, c'est cette dernière qui reste maîtresse.

Dans des études qui seront publiées ultérieurement, M. Leloup exposera :

- 1) la question du rodage et du choix des matériaux à utiliser pour les coussinets;
- 2) la question du coussinet articulé ou non articulé;

3) la question de la butée, lorsque les efforts latéraux sont relativement importants (*)

(*) Ce problème a été exposé sous le titre : « Relation d'une série d'essais sur des paliers de butée. Les conclusions que l'on a pu en tirer au point de vue pratique », dans la Revue Universelle des Mines (n° 8, 1949).

qui ont donné lieu à des essais systématiques dans notre Laboratoire.

Ainsi sera complétée une œuvre qui permettra d'asseoir sur des principes scientifiques les règles de la construction des paliers porteurs qui constituent dans le domaine de la mécanique un organe fondamental.

Office Technique de Publicité

A CHAQUE PROBLEME
sa solution

Réducteurs de vitesse à vis sans fin
SHELL NASSA OIL J.85
abaisse la température
augmente le rendement

Réducteurs à dentures droites hélico-
dales et à chevrons
SHELL MAGOMA OIL 69
empêche l'usure
arrête les piqûres

Réducteurs à dentures spéciales
SHELL OMALA OILS
lubrifiant Extrême Pression

Cages à pignons simples, treuils d'ex-
traction
SHELL CARDIUM COMPOUNDS
assurent une marche silencieuse

Engrenages nus
SHELL S.1628
appliquée à froid protège de l'u-
sure et de la rouille

SHELL
HUILES
POUR
ENGRENAGES

CONSULTEZ LES SERVICES TECHNIQUES SPÉCIALISÉS DE LA

BELGIAN SHELL COMPANY S.A.

47, CANTERSTEEN, BRUXELLES - TEL. 12.31.60

SOCIÉTÉ BELGE DES MÉCANICIENS

(S B M)

21, Rue des Drapiers - BRUXELLES - Téléphone : 11,23,70

**Etude théorique et expérimentale
du
frottement dans les organes de machines
et
Calcul des paliers porteurs**

PRIX : 100 Francs

**1^{re} EDITION
Juin 1949**

Cette brochure peut être obtenue contre versement préalable de son prix
au compte postal n° 1724.23 de la Société Belge des Mécaniciens