CHAPITRE 5

MÉCANISMES COMMUNS AUX DIVERS TYPES DE TURBINES

Nous avons groupé dans ce chapitre pour une étude commune un certain nombre d'organes propres aux trois types de turbines. Ce sont : les arbres, les paliers qui les guident, et les boîtes étanches empêchant les fuites aux passages des arbres à travers les corps.

Les dispositions des arbres sont variables, la turbine proprement dite peut en être dépourvue, disposition fréquente sur les Pelton horizontales (Fig. 3.36, 3.39), ils peuvent être très courts lorsque l'on veut limiter le volume du groupe (Fig. 4.88, 4.102) ou, plus rarement, très longs lorsque l'on veut soustraire, l'alternateur à des fluctuations importantes du niveau aval (Fig. 4.108).

D'une manière générale ils sont constitués d'éléments forgés y compris le manchon d'accouplement. La partie centrale est évidée tant pour faire disparaître les zones les moins saines du métal que pour assurer certaines fonctions mécaniques : tige de manœuvre des pales Kaplan, passage d'élingues pour le démontage de la roue (Fig. 4.89) ou hydrauliques, introduction d'air pour limiter la torche de cavitation (Fig. 4.94).

Le mobile doit présenter une vitesse critique de flexion s'écartant sensiblement de la vitesse de rotation de régime. La détermination de cette vitesse critique se fait par les méthodes habituelles que nous avons exposées dans l'ouvrage « Turbines à vapeur et à gaz » de la même collection.

Contrairement aux turbines à vapeur et à gaz qui utilisent généralement un nombre de paliers élevé les arbres de turbines hydrauliques ne comportent qu'un nombre restreint de supports, ceux-ci se confondent même quelquefois avec ceux de l'alternateur. En raison des efforts axiaux particulièrement élevés la butée constitue un élément extrêmement important et ce sont les perfectionnements apportés à sa construction qui ont permis la réalisation des groupes verticaux de grande puissance.

Les paliers, caractérisés par une vitesse de rotation modérée, se divisent en paliers porteurs pour arbres horizontaux généralement fortement chargés, et en paliers guides pour arbres verticaux théoriquement sans charge sauf dans les Pelton verticales à disposition dissymétrique des injecteurs (Fig. 3.43 et 3.44).

Les boîtes étanches des turbines à réaction séparent habituellement de l'atmosphère un milieu en dépression. Une injection d'eau est nécessaire, on l'effectue à travers un labyrinthe et l'étanchéité côté atmosphère est obtenue

par une garniture à anneaux de carbone. Pour les turbines Pelton où la pression dans l'enceinte de la machine est, en principe, la pression atmosphérique, il suffit d'arrêter les effets des rejaillissements intérieurs, un système à chicanes suffit généralement.

5.1. **Paliers et butées.**

5.1.1) *Paliers porteurs pour arbres horizontaux.*

5.1.1.1) *Caractères.* Prévus pour une vitesse lente et une charge élevée ces paliers sont de dimensions importantes, mais leur graissage ne pose pas de problèmes particuliers et peut généralement être assuré au moyen de bagues suffisamment nombreuses (jusqu'à quatre). Toutefois, la dissipation par les voies naturelles, conductibilité et rayonnement, de la chaleur dégagée par les frottements n'est pas suffisante et un dispositif de refroidissement extérieur doit être prévu. Il consiste habituellement à faire circuler de l'eau dans un serpentin immergé dans la réserve d'huile du palier ou à refroidir directement le coussinet inférieur, les tuyaux d'eau de réfrigération étant noyés dans le régule qui revêt celui-ci. On peut aussi employer les deux systèmes simultanément.

Le graissage par circulation d'huile sous pression, exclusivement employé sur les turbines à vapeur et à gaz, ne présente pas pour les machines hydrauliques le même caractère de nécessité et se trouve de ce fait sensiblement moins utilisé.

5.1.1.2) *Calcul.* De nombreux ouvrages spécialisés dont nous indiquons quelques titres en bibliographie traitent du calcul des paliers porteurs. Nous nous bornerons ici à quelques indications succinctes suffisantes pour établir un avant-projet.

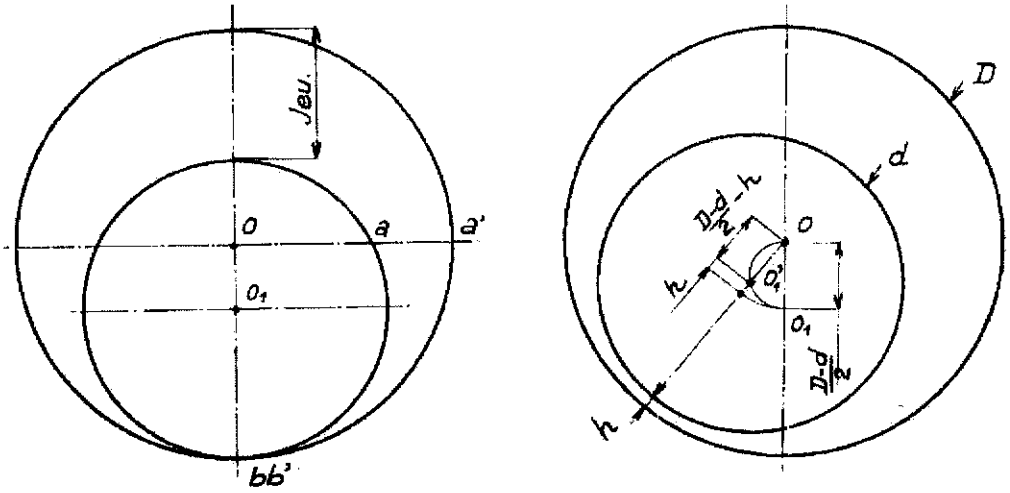
Moyennant certaines conditions, en particulier l'existence d'un jeu convenable entre tourillon et coussinet, le graissage d'un palier s'effectue sur film hydrodynamique. A l'arrêt l'arbre repose sur le coussinet, l'huile remplissant le croissant dû au jeu. En marche le lubrifiant forcé dans l'espace cunéiforme $aba'b'$ soulève le tourillon et provoque, si la vitesse est suffisante, un film stable. La théorie, vérifiée par l'expérience, montre que le tourillon s'est déplacé dans le sens de la rotation et qu'il occupe en marche une position O'_1, stable, distincte de O_1. Cette position est fonction de la vitesse et la trajectoire de O'_1 est une circonférence de diamètre OO_1. Pour une vitesse infinie tourillon et coussinet sont concentriques (Fig. 5.1).

Le jeu diamétral est :

$$D - d = J = 2.OO_1$$

ou en valeur relative :

$$\frac{J}{D} = \frac{D - d}{D} \qquad \text{soit encore} \qquad m = 1\,000\,\frac{J}{D}.$$



Arrêt. Marche.

Fig. 5.1. — Principe de fonctionnement du palier.

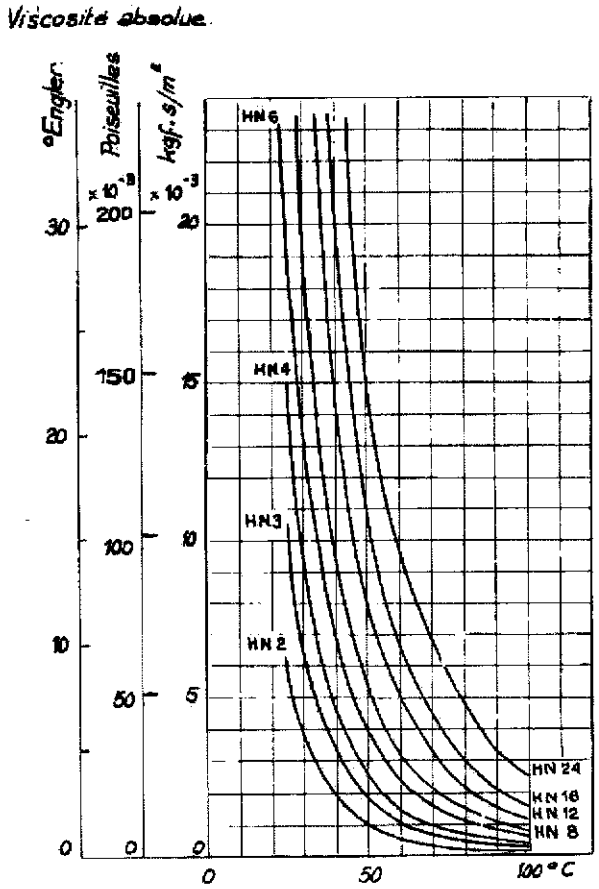


Fig. 5.2. — Viscosité des huiles de graissage en fonction de la température.

Pour une vitesse déterminée l'excentricité est OO'_1 ou en valeur relative :

$$\frac{OO'_1}{OO_1} = e \qquad (e < 1).$$

Les variables indépendantes caractérisant le fonctionnement d'un palier de dimensions données sont :

la pression moyenne : $p = \dfrac{P}{l.D}$ $\qquad$ P, charge, l portée, D diamètre ;

la vitesse de rotation N et la viscosité du lubrifiant Z.
On les groupe habituellement en un seul terme dit facteur de similitude :

$$S = 10^8.\frac{Z.N}{p} \qquad 1)$$

Z en Poiseuilles si p est en N/m^2 (ou Z en kgf.s/m^2 si p en kgf/m^2) et N en t/s.

Détermination des éléments du palier :

— *Diamètre et portée.* Le rapport l/d varie de 1 à 1,5. La pression admise entre surfaces en contact varie essentiellement suivant la destination du palier, les métaux constituant les coussinets et l'arbre, la vitesse de rotation, l'état des surfaces, les facilités de refroidissement.

Dans le cas des turbines hydrauliques, on peut prendre comme valeurs normales : $p = 120$ à 150 N/cm^2 (arbre acier sur coussinets antifriction). Exceptionnellement, pour des paliers particulièrement bien étudiés, il est possible d'atteindre 180 à 190 N/cm^2.

— *Le jeu et l'excentricité* sont liés par l'intermédiaire du facteur de similitude :

$$m = 1\,000.\frac{J}{D} = \sqrt{\frac{Z.N}{p}}.f(e) \qquad 2)$$

avec :

e	0,2	0,3	0,5	0,8	0,9
$f(e)$	1 625	1 920	2 500	4 050	5 650

Le jeu choisi ne doit pas conduire à l'existence d'une excentricité trop faible, facteur d'instabilité de fonctionnement, il est souvent plus commode de fixer à priori une valeur convenable de l'excentricité (0,5 par exemple) et d'en déduire le jeu.

— *La hauteur minimale du film* s'exprime en fonction du jeu et de l'excentricité :

$$h = 0{,}5 \frac{m \cdot D}{1\,000} (1 - e) .$$

Cette hauteur du film constitue le facteur principal régissant la sécurité du graissage et le maintien de celui-ci dans sa zone de stabilité, la valeur minimale que l'on peut lui attribuer dépend non seulement du facteur de similitude et de l'excentricité mais aussi de l'état des surfaces. Elle doit être supérieure à la somme des rugosités de l'arbre et du coussinet si on veut éviter les contacts. Les hauteurs des irrégularités de surface dépendent du mode d'usinage : tourné, 30 à 40 microns, rectification, 2 à 8 microns, rodage 1 à 2 microns.

— *Le coefficient de frottement* est fonction du facteur de similitude et dans la zone de frottement fluide correspond sensiblement à :

$$f = 9{,}5 \sqrt{\frac{ZN}{p}} . \qquad 3)$$

La valeur critique de $10^8 . \frac{ZN}{p}$ semble se situer pour un palier de turbine hydraulique bien établi entre 3 et 10. Cette valeur qui correspond à la zone d'amorçage du frottement onctueux varie dans une certaine mesure avec l'onctuosité de l'huile, la nature des surfaces en contact et l'état de ces surfaces.

— *Quantité de chaleur produite en cours de fonctionnement. Refroidissement du palier.* L'énergie produite par le frottement est transformée en chaleur et a pour expression :

$$Q = \frac{P.f.c.3\,600}{4\,180} \qquad \text{kcal/heure}$$

avec : P, charge sur le palier en N. c, vitesse linéaire du tourillon en m/s. f, coefficient de frottement.

Posons :

$$f = 9{,}5 \sqrt{\frac{ZN}{p}}, \quad P = p.l.d \quad \text{et} \quad c = \pi d N$$

et portons ces valeurs dans l'expression ci-dessus, il vient :

$$Q = 25{,}6 . l . d^2 \sqrt{Z . p . N^3} \qquad \text{kcal/heure}$$

l et d en m, N en t/s, p en N/m², Z en Poiseuilles. Soit par unité de surface de portée du tourillon :

$$Q_1 = \frac{Q}{\pi . l . d} = 8{,}15 d \sqrt{Z . p . N^3} \qquad \text{kcal/h.m}^2 . \qquad 4)$$

Le palier travaillant sans refroidissement artificiel abandonne à l'air environnant une quantité de chaleur qui est égale par unité de temps à celle que le frottement produit dans le film d'huile, elle est d'autant plus forte que l'écart de température entre le palier et l'air ambiant est plus considérable.

Diverses formules exprimant cette quantité de chaleur transmise ont été proposées ; pour le type de palier utilisé dans les turbines hydrauliques on pourra admettre :

$$Q'_1 \text{ kcal/h.m}^2 = \frac{S'}{S}\left\{15{,}7\left[1 + \frac{1}{n^2}\left(\frac{d}{d_1}\right)^2\right](tr - ta) + 203.10^{-6}(tr - ta)^4\right\} \quad 5)$$

(d'après Leloup, voir bibliographie),

avec $S = l.d$, S' surface extérieure du palier compte non tenu de la semelle. $n = L : d$, L, longueur axiale du palier et d, diamètre du tourillon. $d_1 = 27$ mm (constante).

$$\frac{1}{n^2}\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \quad \text{ne peut être supérieur à 1.}$$

ta, température ambiante, tr, température moyenne du film d'huile dans le cas d'une circulation forcée, ou température moyenne du palier mesurée dans la réserve d'huile.

Le palier pourra se passer de refroidissement artificiel si l'égalité $Q_1 = Q'_1$ peut être réalisée avec une température tr raisonnable, dans le cas contraire après avoir calculé Q'_1 avec la température tr maximale admissible on déterminera la quantité de chaleur à évacuer artificiellement, $Q_1 - Q'_1$, soit par un refroidissement de la réserve d'huile du palier, soit par un refroidissement direct des coussinets, soit par un graissage à circulation forcé. Dans le premier et dans le dernier cas la quantité de chaleur est évacuée par l'intermédiaire du lubrifiant, qui doit présenter un débit suffisant pour assurer cette évacuation sans augmentation excessive de sa température.

Détermination du débit d'huile du palier. Le lubrifiant est entraîné par l'arbre dans son mouvement de rotation, le tourillon transportant de nouveau l'huile qui sort de la zone des hautes pressions vers l'entrée de cette zone. En raison de la pression agissant sur le film et de la longueur limitée du palier une certaine quantité d'huile s'échappe par les extrémités au cours de l'unité de temps et il convient d'amener une égale quantité d'huile fraîche pendant cette même durée.

Pour déterminer ce débit de fuite (avec une approximation assez grossière) on peut faire les hypothèses suivantes (Falz) :

— la partie portante n'occupe qu'un quart de la périphérie du palier,

— au milieu du quart chargé règne une pression p_0, équivalente au double de la pression moyenne du palier et la variation de cette pression est une fonction linéaire qui devient nulle aux extrémités,

— la pression de l'huile dans la partie non portante est : soit nulle ; palier à bagues ou à graisseurs, soit égale à p_1 ; palier à graissage sous pression.

L'écoulement du lubrifiant est donc ramené au problème suivant : étant donné un tuyau de longueur l_1 dont la section est un rectangle de largeur b et de hauteur relativement réduite h_m, alimenté par l'une de ses extrémités avec un réservoir contenant une huile de viscosité Z à la pression p_0, calculer le débit qui sort par l'extrémité libre de ce tuyau supposé horizontal. C'est un problème classique d'écoulement laminaire dont la solution est :

$$q = \frac{p_0 . b . h_m^3}{12 . l_1 . Z} .$$

Effectuons le calcul pour une excentricité $e = 0{,}5$ soit (Fig. 5.3)

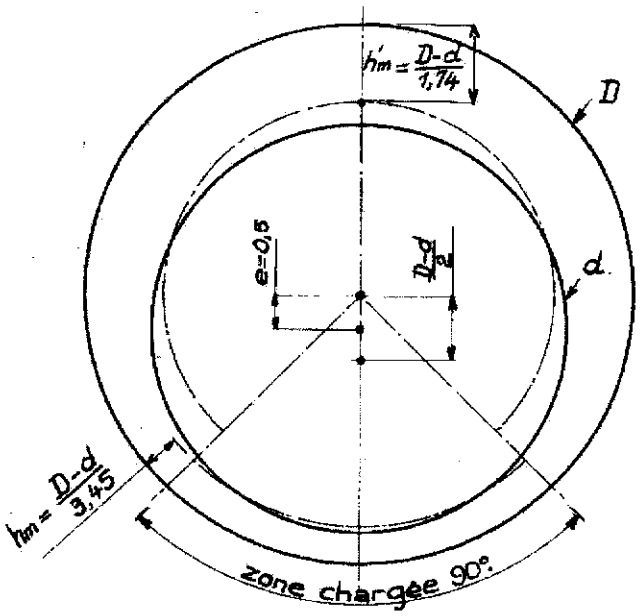


Fig. 5.3. — Débit d'huile du palier dans le cas $e = 0{,}5$.

$$b = 0{,}25 . \pi . d \qquad h_m = \frac{D - d}{3{,}45} \qquad l_1 = 0{,}5 . l \qquad p_0 = 2 . p$$

en comptant D et d en cm, p en N/cm², Z en Poiseuilles (N.s/m²) l'expression du débit du film devient :

$$q_{e=0,5} = \frac{7{,}7 p (D - d)^3}{Z . \frac{l}{D}} \qquad \text{en l/mn .} \qquad 6)$$

Si le palier est alimenté en huile à la pression p_1, il faut ajouter le débit dans la partie non portante calculé d'une manière analogue, soit :

$$\frac{90p_1(D-d)^3}{Z.\frac{l}{D}} \quad \text{l/mn}$$

au total :

$$q'_{e=0,5} = (7{,}7p + 90p_1)\frac{(D-d)^3}{Z.\frac{l}{D}} \quad \text{l/mn}. \qquad 7)$$

On remarquera que si le jeu, par suite de l'usure, se trouve multiplié par m, le débit l'est par m^3, il conviendra de prévoir en conséquence les caractéristiques des graisseurs ou de la pompe de graissage.

Exemple. Soit à déterminer les caractéristiques du palier principal d'une turbine Pelton supportant un effort de 200 000 N à la vitesse de 750 t/mn.

— *Diamètre et portée.* En admettant une pression moyenne de 120 N/cm²

$$l.d = \frac{200\,000}{120} = 1\,670 \text{ cm}^2 \quad \text{soit avec} \quad l = 1{,}2d : d = 375 \text{ mm et } l = 450 \text{ mm}.$$

— *Facteur de similitude.* Admettons une température moyenne de fonctionnement de 50 °C et choisissons l'huile HN 12 pour laquelle $Z = 8.10^{-3}$ kgf.s/m² à 50 °C soit approximativement 80.10^{-3} Poiseuilles ou

$$\frac{80.10^{-3}}{6{,}7.10^{-3}} = 12\ ^\circ E_{50^\circ} \qquad \text{(voir figure 5.2)}$$

le facteur de similitude est :

$$10^8\frac{ZN}{p} = \frac{10^8.80.12{,}5.10^{-3}}{120.10^4} = 83{,}4$$

$$N = \frac{750}{60} = 12{,}5 \text{ t/s}$$

— *Jeu.* Avec l'excentricité $e = 0{,}5$, le jeu relatif est :

$$m = 1\,000\frac{J}{D} = 2\,500 \cdot \frac{\sqrt{83{,}4}}{10^4} = 2{,}28 \quad \text{soit} \quad J = 0{,}85 \text{ mm}$$

— *Hauteur du film* à son épaisseur minimale :

$$h = 0{,}5\frac{mD}{1\,000}(1-e) = \frac{0{,}5.2{,}28.375.0{,}5}{1\,000} = \frac{214}{1\,000} \text{ mm}$$

valeur ne nécessitant pas une finition particulière des surfaces.

— *Coefficient de frottement* :

$$f = 9{,}5\sqrt{\frac{ZN}{p}} = 9{,}5\,\frac{\sqrt{83{,}4}}{10^4} = 0{,}0087\,.$$

Puissance dissipée par le frottement dans le palier :

$$P = \frac{200.000.0{,}0087.14{,}7}{10^3} = 25{,}6\ \text{kW}$$

$$c = \frac{\pi.0{,}375.750}{60} = 14{,}7\ \text{m/s}\,.$$

— *Quantité de chaleur* produite au cours du fonctionnement rapportée à l'unité de surface du coussinet :

$$Q_1 = 8{,}15\,d\sqrt{Z.p.N^3} = 8{,}15.0{,}375\sqrt{80.10^{-3}.120.10^4.12{,}5^3}$$
$$= 41.700\ \text{kcal/h.m}^2\,.$$

En admettant une température des coussinets de 50 °C et une température ambiante maximale de 30 °C, la quantité de chaleur dissipée par le palier fonctionnant en refroidissement naturel est donnée par la relation 5 dans laquelle :

$\frac{S'}{S} = 20$, $\frac{1}{n} = \frac{d}{L} = \frac{1}{1{,}5}$, $\frac{d}{d_1} = \frac{375}{27}$, $\frac{1}{n^2}\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 > 1$ donc pris égal à 1

$tr - ta = 20°$, d'où :

$$Q'_1 = 20[15{,}7 \times 2 \times 20 + 203 \times 10^{-6} \times 20^4] = 13\,200\ \text{kcal/h.m}^2$$

il reste donc à dissiper par refroidissement artificiel :

$$41\,700 - 13\,200 = 28\,500\ \text{kcal/h.m}^2\,.$$

Si on utilise pour le faire un serpentin de refroidissement placé dans la réserve d'huile du palier, il convient de calculer si le débit du film est suffisant pour éviter une augmentation excessive de la température du lubrifiant au cours de son passage dans les coussinets.

— *Le débit du film* est donné par la relation :

$$q_{e=0,5} = \frac{7{,}7\,p(D-d)^3}{Z.l/d} = \frac{7{,}7.120.(8{,}5.10^{-2})^3}{80.10^{-3}.1{,}2} = 5{,}92\ \text{l/mn}\,.$$

Ce débit devra évacuer :

$$\frac{28.500}{60}\cdot l.d = \frac{28.500}{60}.0{,}167 = 79\ \text{kcal/mn}$$

$l.d = 0{,}167\ \text{m}^2$.

En admettant pour le lubrifiant une masse volumique de 0,9 kg/dm^3 et une chaleur massique de 0,5 kcal/kg. °C. l'élévation de température de l'huile au cours de son passage dans les coussinets est :

$$\Delta t = \frac{79}{5{,}92.0{,}9.0{,}5} = 30^0$$

valeur admissible car elle correspond à une température maximale de l'huile de l'ordre de 65 °C.

5.1.1.3) *Exemple de construction.*

La figure 5.4 représente un palier de l'un des groupes de la centrale de Malgovert (France). Construction Alsthom. Chaque machine d'une puissance de 80 000 kW comporte deux roues Pelton placées en porte à faux de part et d'autre de l'alternateur avec deux jets par roue. Chaque palier supporte une charge radiale résultante des forces poids et de l'action des jets de 135 000 daN, l'effort axial admissible est de 4 000 daN. La vitesse de rotation est 428 t/mn et la pression moyenne 18,4 bars. Le graissage est effectué au moyen de quatre bagues et le refroidissement par circulation d'eau dans le coussinet inférieur. Il existe toutefois une pompe qui assure un arrosage abondant du tourillon avant et pendant le démarrage. Le coussinet repose dans le corps par une rotule qui lui permet de s'orienter lors du montage suivant la ligne élastique de l'arbre, cette rotule se trouve ensuite bloquée. La figure montre également la disposition de la pompe et des diaphragmes d'étanchéité placés aux extrémités des coussinets pour éviter tout suintement de l'huile le long de l'arbre. Chaque palier comporte deux thermocouples pour la mesure de la température de la surface du régule et deux relais thermostatiques qui entrent en action lorsque les températures qu'ils contrôlent atteignent respectivement 70 et 85 °C. En outre un thermomètre à tension de vapeur indique la température de l'huile du réservoir de 600 litres que constitue le bâti du palier.

Pour éviter la circulation de courants parasites à travers le film, ce qui pourrait amener la détérioration des surfaces de frottement, le socle et les dispositifs de fixation du palier sont isolés.

La figure 5.5 montre la répartition des pressions dans le film d'huile du coussinet inférieur, obtenue expérimentalement dans un palier d'essais construit pour l'étude du palier précédent.

5.1.2) *Paliers guides pour arbres verticaux.*

Ils ne comportent une circulation d'eau dans le coussinet que dans le cas d'un effort radial que l'on rencontre sur les turbines Pelton verticales à disposition dissymétrique des injecteurs (Fig. 3.43 et 3.44).

La disposition à coussinets fixes est habituelle, celle à patins articulés plus rare.

Le graissage peut être assuré par une pompe de circulation, figure 5.6, on remarquera sur le schéma de la figure 5.7 le nombre des accessoires qui accompagnent une installation de ce genre :

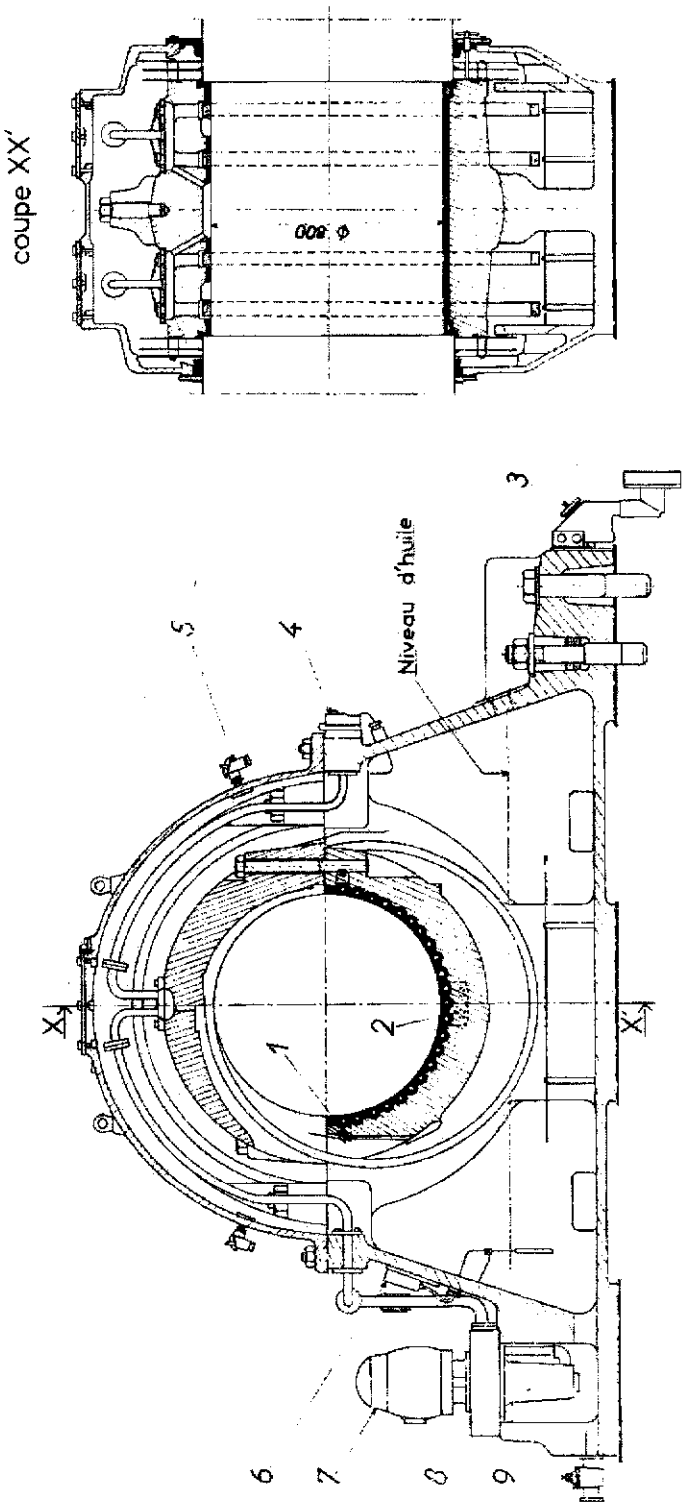


Fig. 5.4. — Palier à circulation d'eau et à graissage par bagues avec pompe de démarrage.
Construction Alsthom pour les groupes Pelton de la centrale de Malgovert (France).
Charge radiale sur le palier 135 000 daN, vitesse de rotation 428 t/mn, poids du palier 10 300 daN.

1 et 2 : Entrées et sorties d'eau de refroidissement. 3 : Voyant de circulation d'eau.
4 : Thermostats. 5 : Sonde thermoélectrique. 6 : Température de l'huile du réservoir.
7 : Moteur et 8 : Pompe de démarrage. 9 : Robinet de vidange.

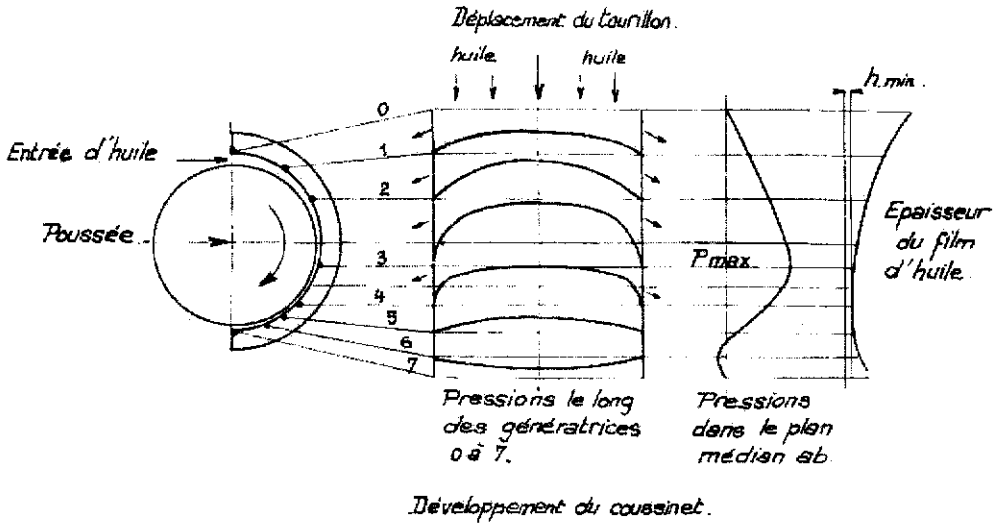


Fig. 5.5. — Répartition des pressions dans le film d'huile d'un coussinet de palier porteur (d'après Alsthom).

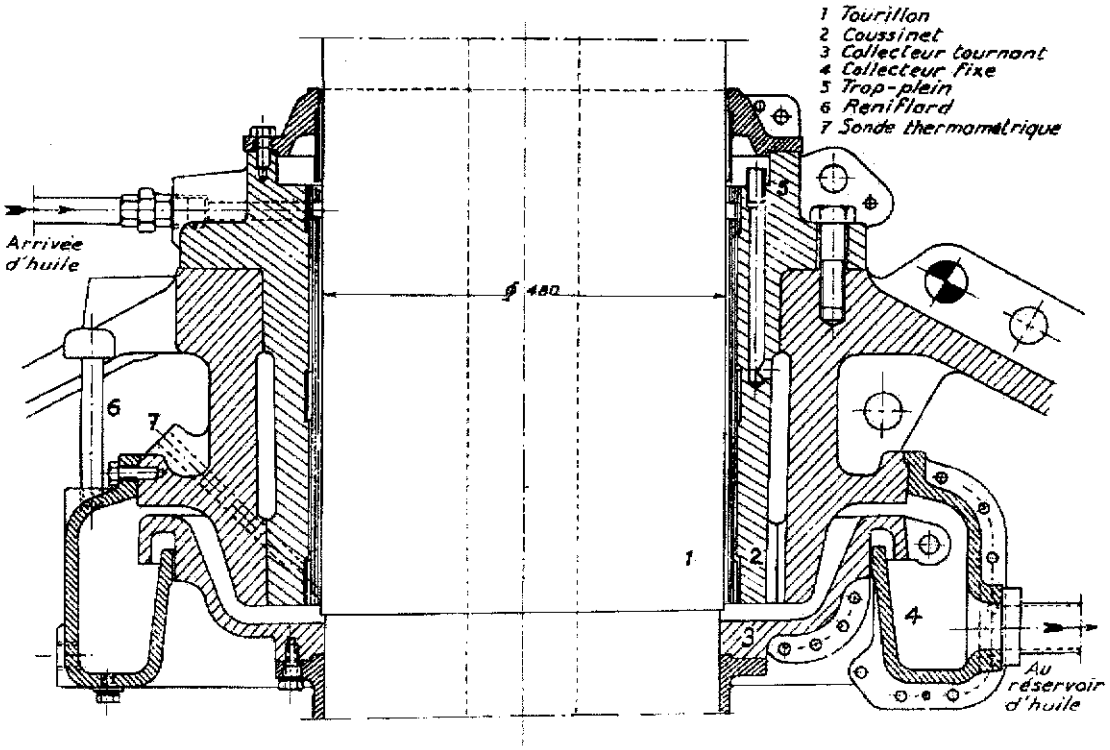


Fig. 5.6. — Palier guide à graissage par circulation. Ateliers des Charmilles.

— pompe de service normal et pompe de réserve,

— pressostats pour contrôler si la circulation d'huile est assurée au démarrage, pour mettre en service la seconde pompe en cas d'incident sur la première, pour arrêter le groupe automatiquement en cas de nécessité.

Si la machine doit fonctionner sans surveillance il faut encore prévoir :

— un dispositif de contrôle du niveau dans la cuve pour arrêt en cas de manque d'huile,

— un dispositif d'insertion de la réfrigération (par la vanne motorisée *vm*),

— un contrôle de circulation d'eau,

— un thermostat pour arrêt d'urgence en cas d'échauffement anormal.

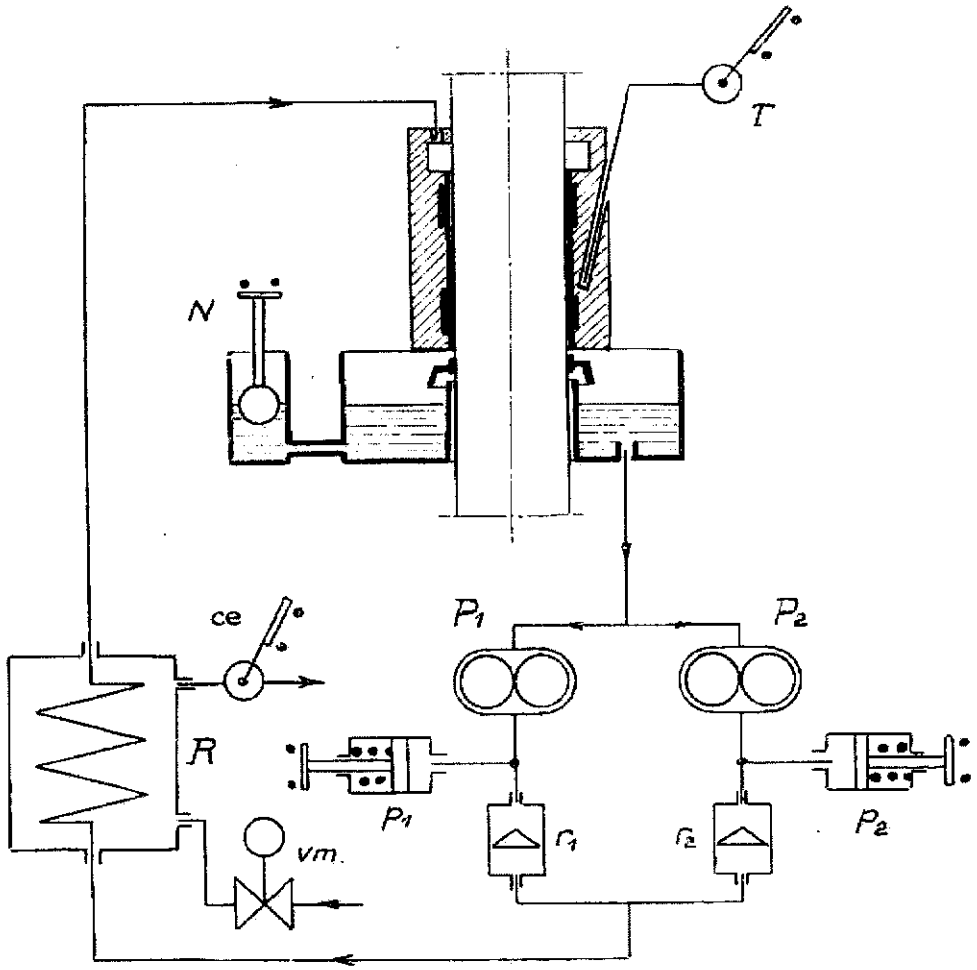


Fig. 5.7. — Palier guide à graissage par circulation. Schéma des circuits. P_1, P_2 : Pompes. p_1, p_2 : Pressostats, r_1, r_2 : Clapets de non retour, R : Réfrigérant d'huile, *vm* : Vanne motorisée de circulation d'eau, ce, contrôle de circulation d'eau, N : Niveau d'huile. T : Thermostat d'arrêt d'urgence.

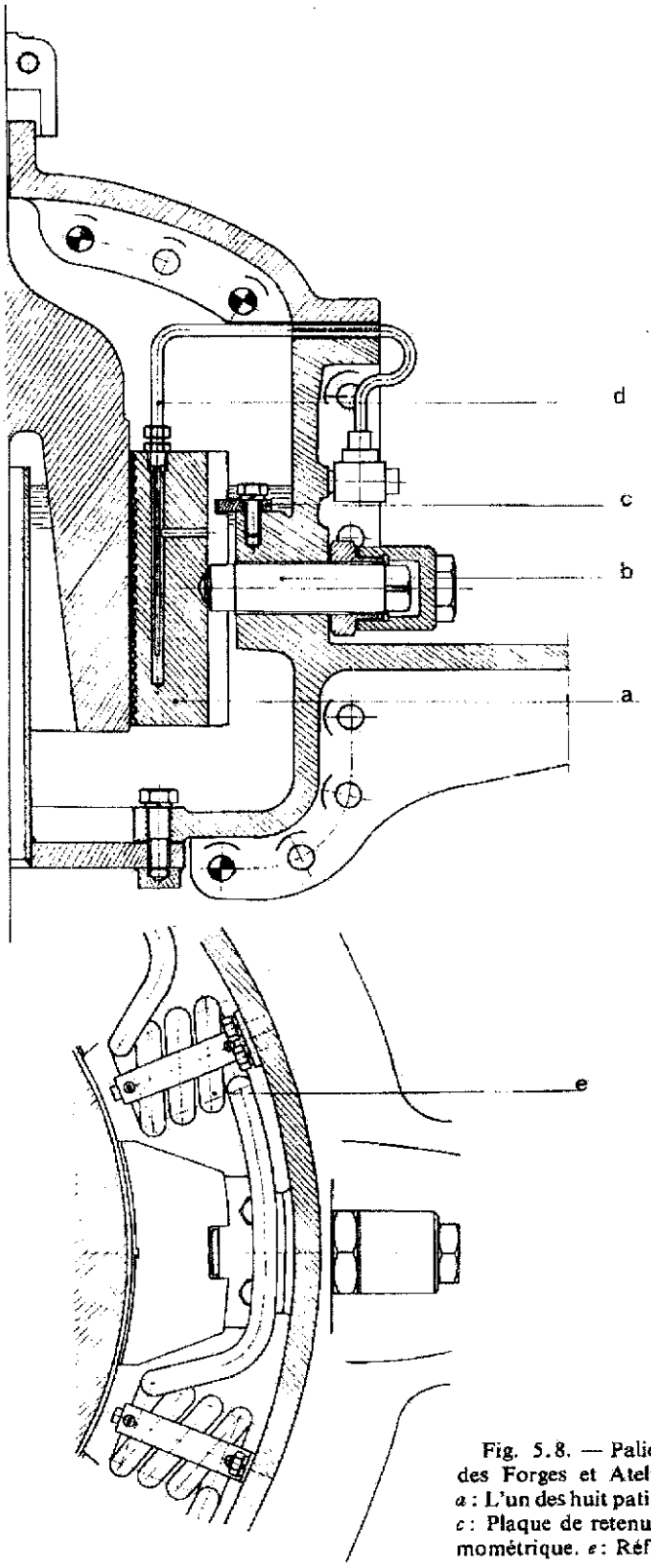


Fig. 5.8. — Palier guide de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot. *a* : L'un des huit patins. *b* : Vis d'appui. *c* : Plaque de retenue. *d* : Sonde thermométrique. *e* : Réfrigérant.

Le graissage peut également être assuré par barbotage avec autoréfrigération du lubrifiant ou réfrigération par un serpentin incorporé au palier.

C'est un palier de ce dernier type qui est représenté sur la figure 5.8. Construction de la Société des Forges et Ateliers du Creusot. Les patins au nombre de huit, en acier doux revêtu d'antifriction, sont retenus par les plaques *c* et articulés sur les vis *b*. Ils baignent dans l'huile du bac réfrigérée par des serpentins placés entre deux patins consécutifs.

La figure 5.9 montre un palier, construction des Ateliers de Vevey, dans lequel la circulation de l'huile est provoquée par une rainure hélicoïdale creusée dans l'arbre dans le sens convenable. Le refroidissement du lubrifiant est assuré par le moyen des ailettes prévues sur la surface extérieure de la cuve tournante qui le contient, un cloisonnement intérieur l'obligeant à s'écouler, sous l'action de la force centrifuge, le long de la paroi interne de celle-ci.

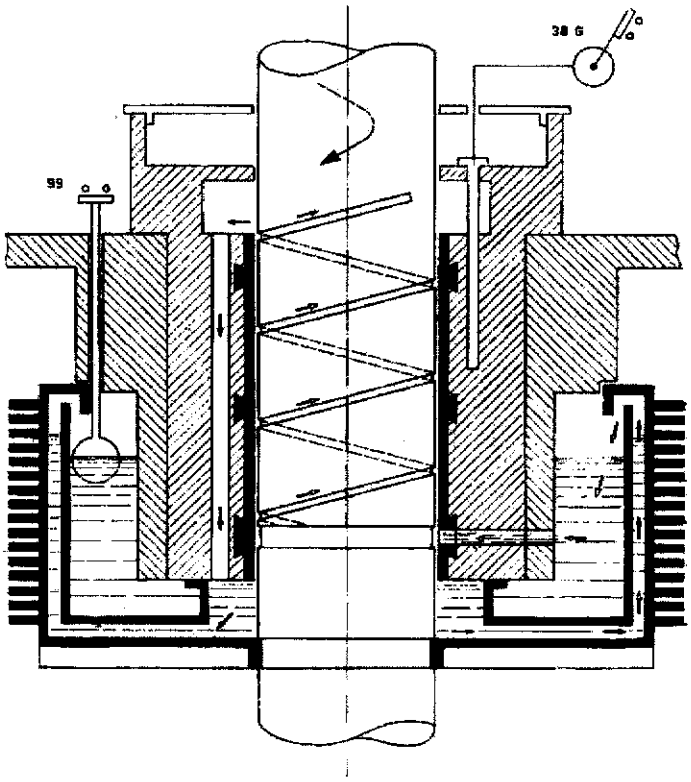


Fig. 5.9. — Palier guide à graissage par barbotage (Ateliers de Vevey).

Dans le palier de la figure 5.10 l'huile est cueillie par une écope plongeant dans la cuve tournante et distribuée à la partie supérieure du palier, tandis que dans le modèle de la figure 5.11 c'est la surface conique de la gorge creusée à l'intérieur du tourillon qui, par centrifugation, assure la remontée de l'huile au sommet des coussinets.

On constate que la conception du palier à barbotage permet de réduire considérablement le nombre des appareils auxiliaires, qui se limitent à un dispositif de contrôle du niveau dans la cuve ou de contrôle de circulation d'huile et un thermostat d'arrêt d'urgence.

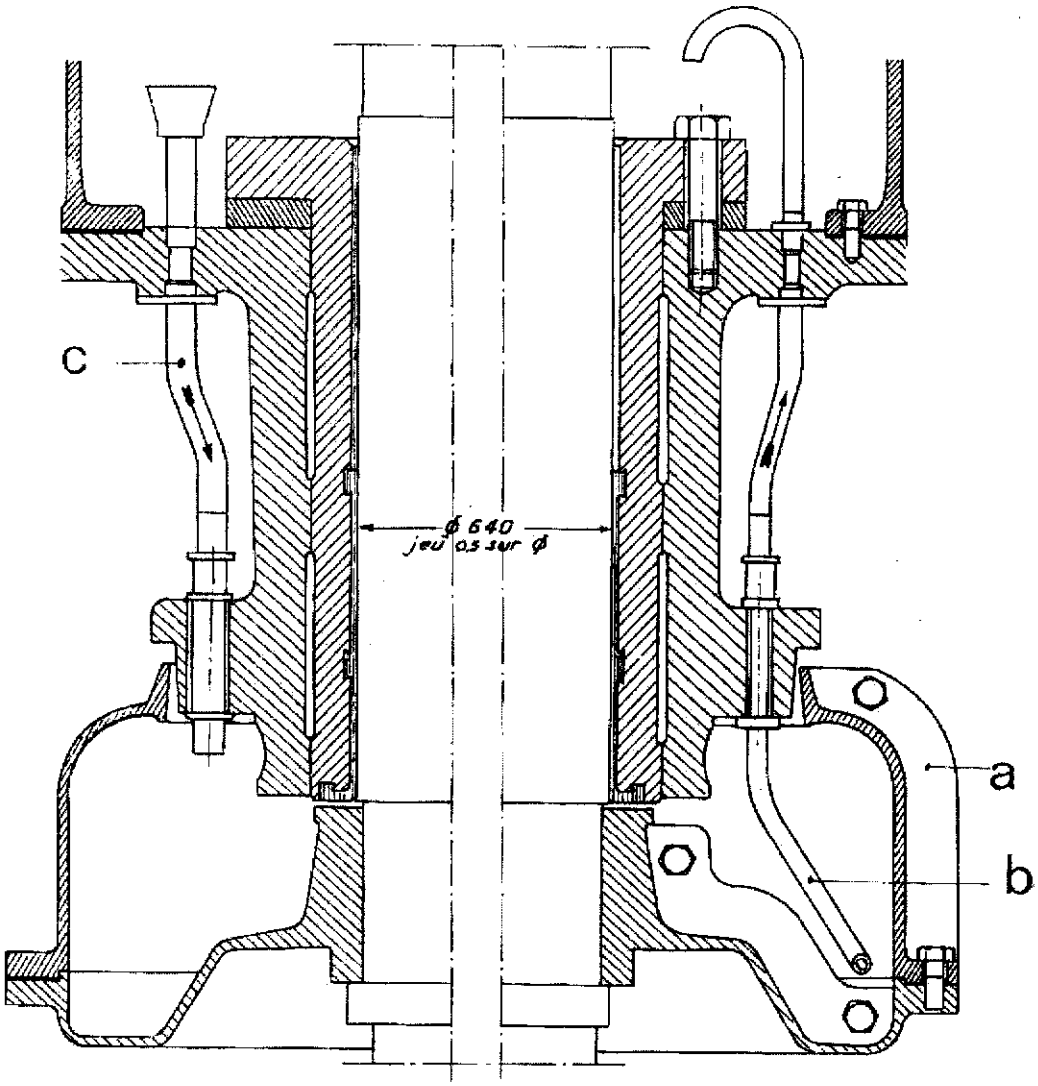


Fig. 5.10. — Palier guide à graissage par barbotage. Construction Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

a: Cuve tournante. *b*: Ecope. *c*: Trop plein.

5.1.3) *Butées ou pivots.*

5.1.3.1) *Généralités.*

Les charges axiales, poussée hydraulique sur le mobile et éventuellement poids des parties tournantes, sont absorbées par une butée ou pivot. Pour les

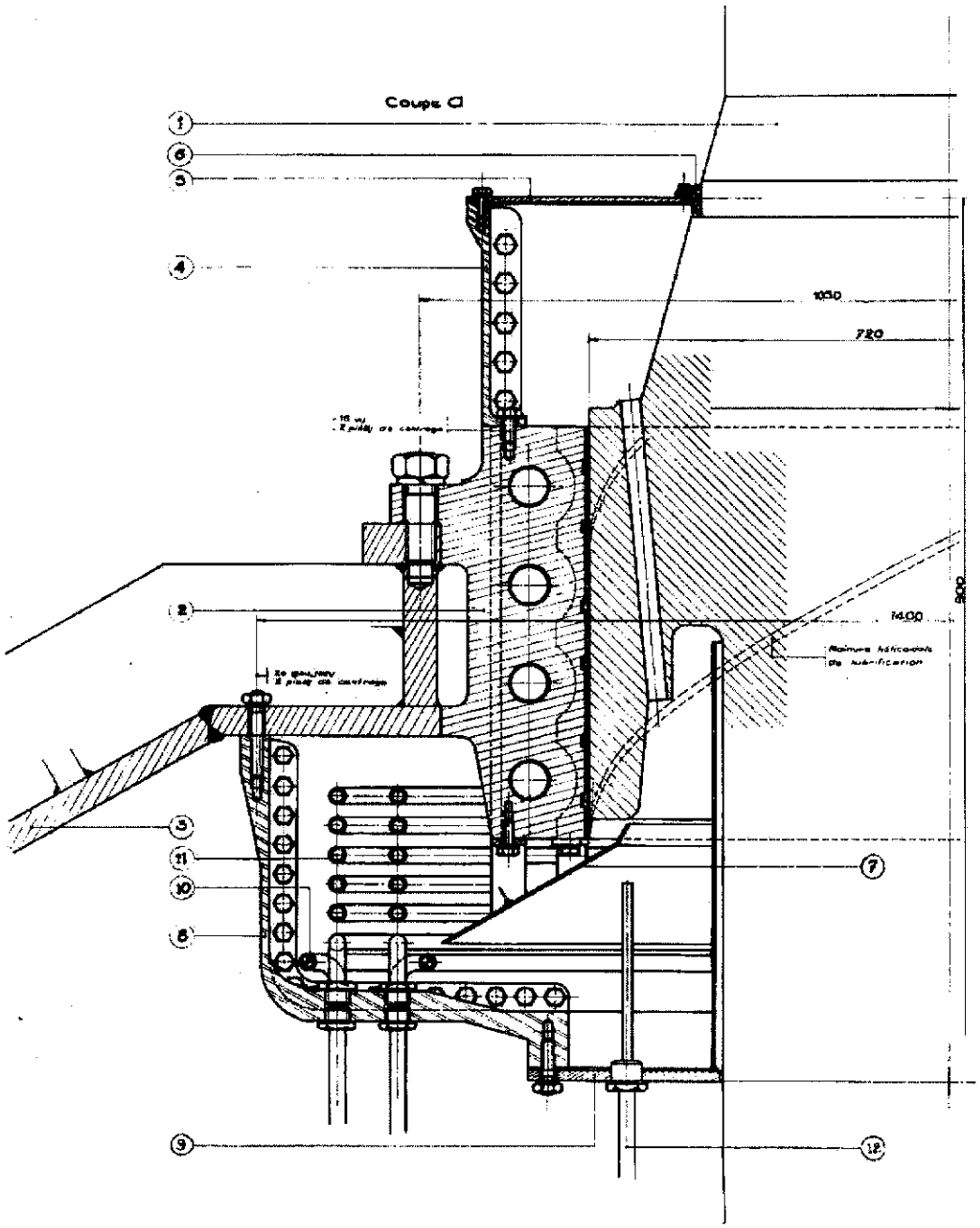


Fig. 5.11. — Palier guide à graissage par barbotage et réfrigération de la réserve d'huile et du coussinet.

vitesses réduites et les charges modérées des anciennes turbines un palier à butée annulaire ou à lentille (souvent immergé) suffisait. L'augmentation des vitesses et des charges, surtout lorsque au poids de la turbine vint s'ajouter celui de l'alternateur, conduisit à une exécution nouvelle. Les théories de Reynolds (1886) et les publications de Mitchell en sont à l'origine. Le premier a montré la possibilité d'obtenir un film continu et sous pression de lubrifiant entre des surfaces glissant l'une sur l'autre simplement par l'effet de leur mouvement et de la viscosité de l'huile. Une certaine portance ne peut être obtenue que si les surfaces sont légèrement inclinées l'une par rapport à l'autre et il existe une inclinaison optimale pour laquelle cette portance atteint son maximum. C'est à Mitchell que revint le mérite de construire en 1905 un pivot dont le principe de fonctionnement est celui des pivots les plus modernes. Il perfectionna également la théorie de la lubrification d'Osborne Reynolds que celui-ci n'avait établie que pour des surfaces de largeur infinie.

Un pivot comporte en principe les éléments suivants, figure 5.12 :

— Un manchon solidaire de l'arbre (2) glissant sur les patins, ce glissement ne s'effectue pas directement mais par l'intermédiaire d'une pièce annulaire rapportée dite anneau de glissement ou glace (6).

— Le manchon reçoit habituellement les efforts axiaux appliqués par l'arbre au moyen d'une bague d'appui en deux pièces (1).

— Les patins dont les faces supérieures sont en contact avec la glace, surface de glissement (4), peuvent être indépendants ou solidaires d'une couronne (7).

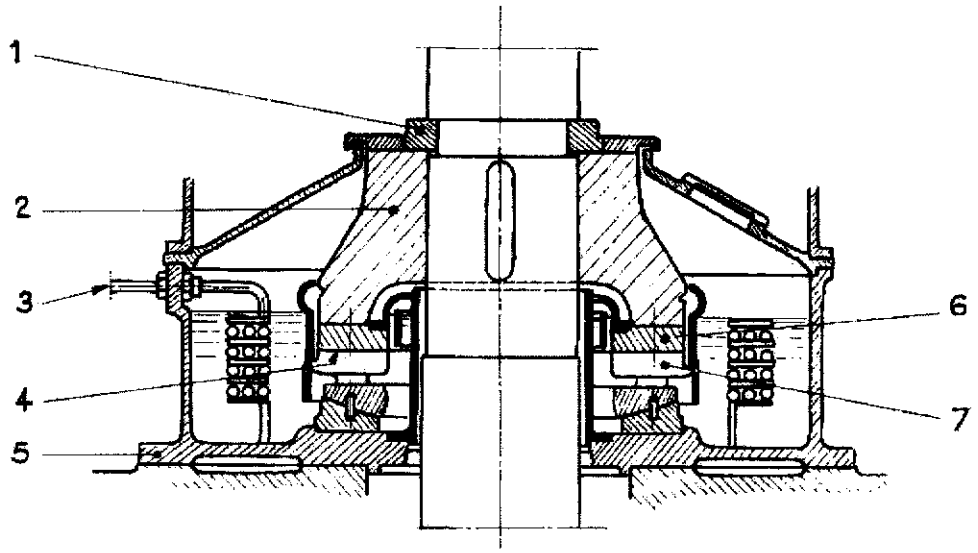


Fig. 5.12. — Disposition générale d'un pivot (Ateliers des Charmilles).
1 : Bague d'appui en deux pièces. 2 : Manchon. 3 : Réfrigération par circulation d'eau. 4 : Surface de glissement. 5 : Bâti formant cuve. 6 : Anneau de glissement. 7 : Couronne de patins.

— L'ensemble est contenu dans une cuve à huile (5), une cheminée empêche le lubrifiant de s'échapper le long de l'arbre et un système de chicanes assure une circulation convenable de l'huile de graissage qui se trouve par ailleurs réfrigérée au moyen d'un serpentin annulaire (3).

5.1.3.2) *Principe de fonctionnement. Données numériques. Détermination des caractéristiques principales d'un pivot.*

Nous ne reprendrons pas la théorie hydrodynamique de la lubrification des surfaces planes, particulièrement simple lorsque l'on admet la viscosité du lubrifiant constante en tous points du film et lorsque l'on admet également qu'il n'y a pas d'écoulement latéral. La figure 5.13 montre, dans ce cas, la répartition des vitesses dans le film et la répartition des pressions sous le patin (ou blochet) obtenue par intégration de l'équation de Reynolds :

$$\frac{dp}{dx} = -6.Z.U.\frac{(h - h_0)}{h^3}$$

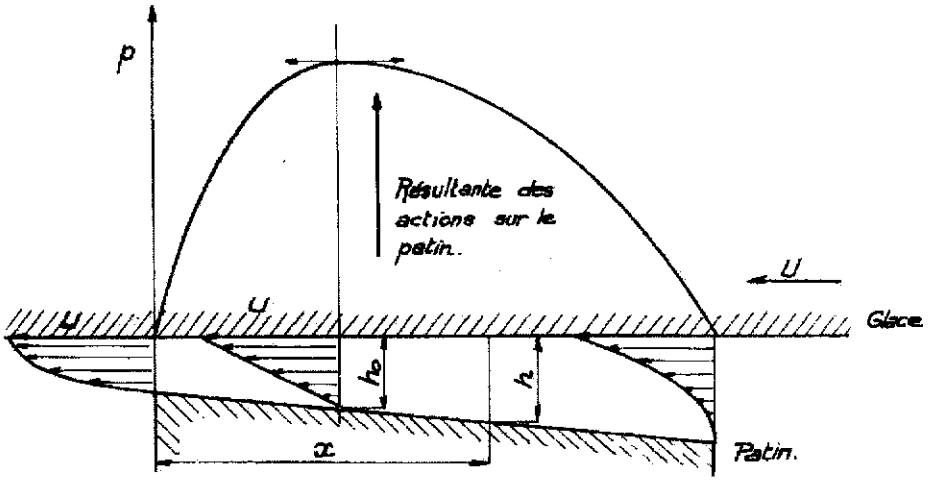


Fig. 5.13. — Répartition des pressions et vitesses d'après la théorie du coin d'huile de largeur infinie (Ecoulement unidimensionnel).

viscosité Z = cte, h_0 hauteur du film à l'abscisse de pression maximale. Le lecteur trouvera en bibliographie l'indication d'ouvrages traitant ce sujet dans tous ses détails.

En fait, en fonctionnement normal, la température, donc la viscosité du film, est loin d'être uniforme ainsi que le montre la figure 5.14 qui donne la répartition mesurée à la surface d'un patin des Ateliers des Charmilles. Les courbes d'égales pressions (Fig. 5.15), traduisent l'influence des fuites latérales

et les courbes d'égale épaisseur du film (Fig. 5.16), traduisent l'inclinaison et les déformations des surfaces de glissement.

La pression moyenne peut atteindre 40 à 50 bars et la pression maximale représente 2 à 3,5 fois cette pression moyenne.

La charge spécifique et la vitesse de rotation variant peu d'un pivot à

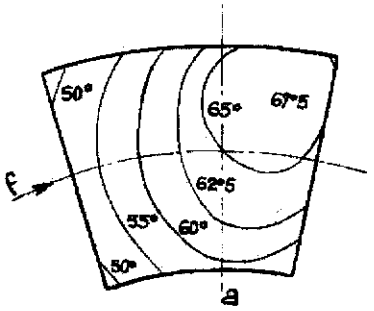


Fig. 5.14. — Exemple de répartition des températures sur l'étendue d'un patin. (en °C)

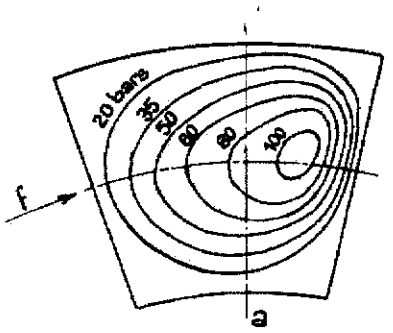


Fig. 5.15. — Exemple de répartition des pressions sur l'étendue d'un patin (pressions en bars).

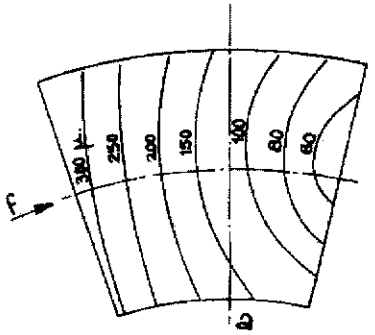


Fig. 5.16. — Exemple de répartition de la hauteur du film d'huile sur l'étendue d'un patin.

Hauteurs en microns.

f : sens de rotation.
a : ligne d'articulation du patin.

l'autre, la viscosité de l'huile à utiliser dépend de la vitesse linéaire que l'on peut mesurer à la périphérie de la glace, dans ces conditions on choisira :

— une huile de 8 à 9 $^{o}E_{50^{o}}$ pour une vitesse inférieure à 9 m/s,

— une huile de 6,3 à 7 $^{o}E_{50^{o}}$ pour une vitesse comprise entre 9 et 17 m/s,

— une huile de 4,5 à 5,6 $^{o}E_{50^{o}}$ pour une vitesse supérieure à 17 m/s. Noter que des vitesses de 20 à 25 m/s sont courantes, exceptionnellement on peut atteindre 35 m/s.

L'huile doit être fluide à la température de fonctionnement, 50 à 70 °C, pour limiter les pertes d'énergie mais visqueuse au démarrage, 20 à 30 °C, pour une formation rapide du film ; en fait, il ne faut pas démarrer avec une huile dont la température est supérieure à 40 °C.

Le coefficient de frottement et l'épaisseur minimale du coin d'huile peuvent être exprimés par les formules suivantes : (d'après J. de Poutiloff, voir bibliographie)

$$f = \frac{k_f}{10}\sqrt{\frac{Z.c}{p.l}} \qquad h = k_h\sqrt{\frac{Z.c.l}{p}}.$$

Dans lesquelles :

Z, est la viscosité de l'huile exprimée en Poiseuilles,

c, la vitesse au rayon moyen du pivot exprimée en m/s,

p, la pression moyenne en N/cm^2,

l, la longueur moyenne du patin en cm,

k_f, k_h, coefficients fonctions de l/b, b, largeur du patin, ces coefficients sont donnés par la figure 5.17,

h, hauteur minimale du film en mm.

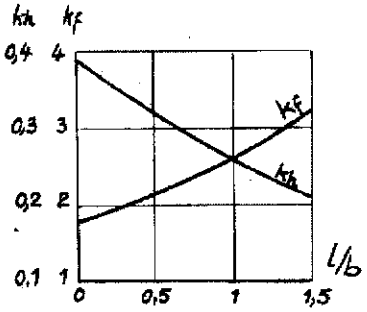


Fig. 5.17. — Coefficients k_h et K_f (d'après le Matériel Electrique S. W.).

Les pertes du pivot sont données par la relation :

$$W = f.P.c \qquad \text{Watts}$$

avec f coefficient de frottement et P charge totale en N.

Pour correspondre à la réalité ces pertes doivent être légèrement augmentées, environ 8 %, car dans la relation ci-dessus il faudrait introduire non pas la vitesse moyenne du pivot mais celle correspondant au rayon du centre de gravité du patin ou même une vitesse légèrement supérieure.

Calculons le rapport :

$$\frac{h}{P.f.c} = 10\frac{k_h}{k_f}\cdot\frac{l}{P.c} = \frac{k_h}{k_f}\cdot\frac{l}{b}\cdot\frac{10}{p.z.l.c} \qquad P = z.b.l.p$$

z, nombre de patins

de l'épaisseur minimale du film aux pertes du pivot et recherchons pour un pivot donné défini par la pression p, la vitesse moyenne c, le diamètre moyen caractérisé par $z.l$ qui représente une fraction bien déterminée de la circonférence moyenne, la valeur maximale de ce rapport qui correspond au minimum de pertes pour le maximum d'épaisseur du film d'huile.

La quantité $\frac{k_h}{k_f} \cdot \frac{l}{b}$ est une fonction de l/b qui passe par un maximum pour l/b approximativement égal à l'unité. Cette valeur est sensiblement respectée dans la plupart des constructions.

Exemple numérique. Considérons un pivot pour lequel : $p = 350$ N/cm², $c = 15$ m/s, dix patins pour lesquels $l = b = 35$ cm, température moyenne de fonctionnement 60 °C.

En choisissant l'huile HN 6 (Fig. 5.2) dont la viscosité à 60 °C est 25.10^{-3} Poiseuilles, le coefficient de frottement est :

$$f = \frac{2{,}65}{10} \sqrt{\frac{25 \times 15}{10^3 \times 350 \times 35}} = 0{,}001\,47\,, \qquad k_f = 2{,}65$$

la hauteur minimale du film :

$$h = 0{,}265 \sqrt{\frac{25 \times 15 \times 35}{10^3 \times 350}} = 0{,}051\,3 \text{ mm} \qquad k_h = 0{,}265$$

les pertes dans le pivot :

$$W = 1{,}08 \times 0{,}001\,47 \times 4\,280 \times 15 = 102 \text{ kW} \qquad P = 4\,280\,000 \text{ N}\,,$$

5.1.3.3) *Démarrage du pivot.*

A l'arrêt, les surfaces de frottement ne sont plus séparées par un film hydrodynamique qui exige le mouvement pour se former et se maintenir. Dès l'ouverture du distributeur de la turbine un couple moteur apparaît et, lorsque ce dernier est devenu suffisant pour vaincre l'adhérence des surfaces en contact, la machine démarre. Le patin qui, avant le décollement, tendait à s'incliner dans le sens de la rotation redevient horizontal puis s'incline dans l'autre sens en même temps que se forme le coin d'huile qui sépare les surfaces frottantes, voir figure 5.18.

Il convient de réduire au maximum la période dangereuse pour la bonne tenue du matériel qui précède la formation du film, période de frottement sec ou onctueux. Diverses dispositions sont prises qui intéressent les unes le pivot, les autres la turbine elle-même, citons :

— le soulèvement du rotor au moyen de vérins, immédiatement avant le démarrage, afin d'introduire une pellicule d'huile suffisamment épaisse sur les patins, cette pellicule se maintient un certain temps après dépose de la charge ce qui permet de démarrer.

La hauteur du film d'huile exprimée en fonction du temps compté à partir

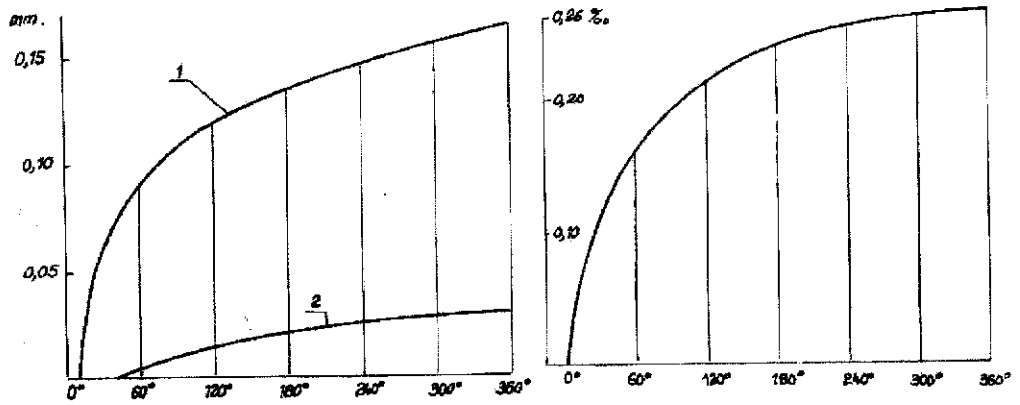


Fig. 5.18. — Démarrage d'un pivot.

Diagramme de gauche : épaisseur du film d'huile au démarrage (premier tour), courbe 1, à l'entrée du patin, courbe 2, à la sortie du patin. Diagramme de droite : inclinaison du patin au démarrage (premier tour). Document des Ateliers de Vevey.

de l'instant où le mobile ne repose plus sur les vérins de soulèvement est approximativement :

$$h = 8{,}66.10^{-2}\sqrt{\frac{Z.r^2}{p.t(1 - e^{-0{,}061t})}}$$

h, en mm, r, rayon inscrit dans le patin exprimé en cm, t en secondes.

Ainsi pour le pivot de l'exemple précédent démarrant dans une huile HN 6 à 25 °C ($Z = 200.10^{-3}$ Poiseuilles) sous une charge spécifique de 200 N/cm² la hauteur du film est encore de 0,0064 mm au bout d'une minute, ce qui permet pratiquement de partir sur coin d'huile.

— l'injection d'huile à haute pression (150 à 200 bars) avant démarrage entre les surfaces en contact. On remarquera les canaux d'injection pratiqués dans les patins de la butée représentée figure 5.26. Ces deux précautions ne sont toutefois pas nécessaires pour les pivots de faible charge (moins de 100 tonnes) ;

— la recherche d'un couple moteur croissant rapidement avec l'ouverture du distributeur, effectuée elle-même le plus vite possible, et d'une poussée hydraulique faible.

Ces dernières conditions sont à peu près réalisées sur les turbines Francis, pour les turbines Kaplan les meilleures conditions de démarrage correspondent à l'inclinaison maximale des pales de la roue car le pivot ne supporte alors que le poids des parties tournantes, la poussée hydraulique étant pratiquement négligeable.

Le ralentissement et l'arrêt constituent une phase moins critique que le démarrage car, bien que l'huile soit chaude, le film se maintient généralement jusqu'au bout. Notons que, au cours de la fermeture d'un distributeur de turbine Kaplan à partir de l'ouverture de marche à vide, la roue tend à fonctionner en pompe inversée et à accélérer l'eau dans le sens normal d'écoulement, il en

résulte une diminution de la charge sur le pivot pouvant même aller jusqu'à l'inversion de cette charge.

5.1.3.4) *Problèmes posés par la construction des pivots.*

Le manchon ou couronne mobile doit être une pièce robuste, massive et indéformable. On ne peut évidemment admettre des déformations élastiques du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film d'huile d'autant plus que les déformations thermiques résultant d'inégalités de températures ne peuvent être évitées que partiellement. Ces déformations thermiques se traduisent par un bombement de la face de glissement, d'autant plus faible que l'épaisseur de la pièce est plus forte pour un même écart de température des deux faces opposées.

Un point délicat est la fixation de cette couronne sur l'arbre, il faut éviter les jeux car la vibration d'une pièce par rapport à l'autre favorise la formation de corrosions dites de contact qui rendent le démontage particulièrement difficile. Si la couronne ne peut venir de forge avec l'arbre (Fig. 4.101, 4.104), il convient d'effectuer un montage offrant le maximum de rigidité, par exemple :

— couronne serrée contre l'extrémité de l'arbre (Fig. 5.23) ou contre la bague en deux pièces formant collet (Fig. 5.30). Le serrage des vis donne dans celles-ci une précontrainte, mesurable, telle que la séparation des faces en contact ne puisse se produire sous l'action de la charge du pivot,

— blocage par bague conique fendue en bronze (Fig. 5.19).

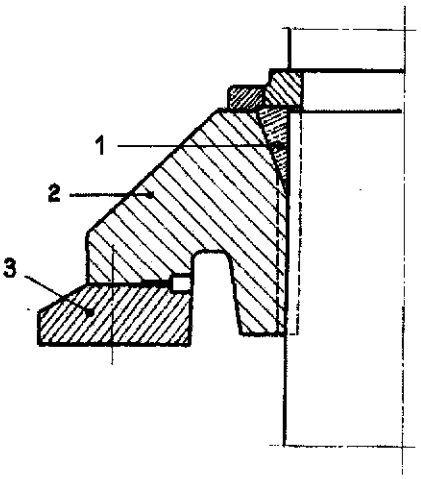


Fig. 5.19. — Blocage par bague conique fendue (Ateliers des Charmilles).
1 : Bague conique de blocage (bronze).
2 : Manchon. 3 : Anneau de glissement.

La glace ou anneau de glissement peut être réalisée en fonte coulée sur coquille lorsque les patins sont constitués de la même matière ou en acier allié forgé pour des patins régulés. Elle doit être suffisamment épaisse pour éviter toute déformation lors de l'usinage et au passage des patins. Le voile et le manque de parallélisme des deux faces ne doivent pas dépasser les tolérances prévues pour la couronne mobile soit au maximum 0,025 mm à la périphérie. Pour limiter les rugosités au minimum la surface de frottement est habituellement rodée.

Les patins oscillants ne doivent pas se déformer sous la charge, ils doivent s'incliner à la demande pour la formation du film d'huile et recevoir chacun le même effort. La première condition est satisfaite en leur donnant une épaisseur suffisante, en ce qui concerne les deux autres les solutions varient avec la taille des machines et les divers constructeurs.

Les patins à colonnettes (Ateliers des Charmilles, Neyrpic) viennent en une seule pièce avec leurs colonnettes de support et l'anneau de liaison, en fonte coulée sur coquille (Fig. 5.12 et 5.20). L'articulation de chacun des patins est réalisée par flexion de sa colonnette, cette dernière étant implantée avec une certaine excentricité par rapport au centre de poussée de la surface portante. L'équirépartition de la charge entre les patins est contrôlée par la mesure de la contrainte dans leurs colonnettes respectives au moyen de jauges tensométriques collées sur leur surface le long de quatre génératrices disposées suivant deux diamètres orthogonaux. Le calage s'effectue à l'aide de clinquants calibrés glissés entre l'anneau de base et le support du pivot.

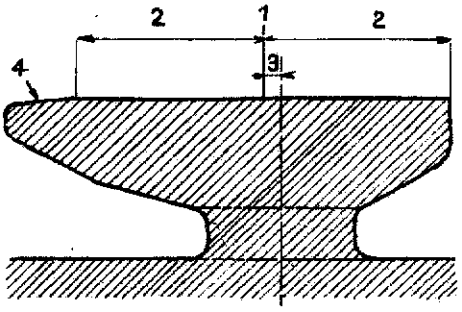


Fig. 5.20. — Coupe d'un patin de pivot à colonnettes.
1 : Axe du centre de poussée. 2 : Demi-portée active. 3 : Excentricité. 4 : Rampe d'entrée.

La surface des patins est grattée, le contact fonte sur fonte donne une valeur favorable du coefficient de frottement en régime onctueux, effet également favorable de l'absorption par les surfaces de fonte d'une certaine quantité d'huile.

Les patins des pivots Escher Wyss sont articulés au moyen de socles sphériques en acier trempé s'appuyant sur un anneau d'acier doux (Fig. 5.21),

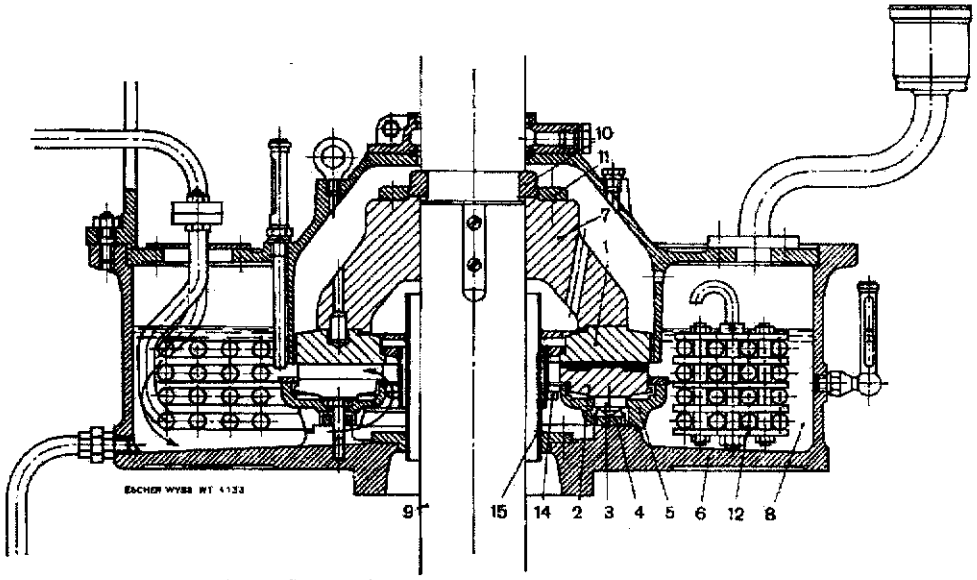


Fig. 5.21. — Pivot à patins oscillants Escher Wyss.
1 : Glace. 2 : Patins. 3 : Socles basculeurs. 4 : Anneau de base. 5 : Châssis. 6 : Cuve. 7 : Manchon. 8 : Bain d'huile. 9 : Arbre. 10 : Bague d'appui. 11 : Anneau de serrage. 12 : Serpentin de réfrigération. 14 : Pompe de circulation d'huile. 15 : Fourreau central retenant le bain d'huile.

l'équirépartition des charges a lieu par la pénétration des socles dans l'anneau (de quelques centièmes à plus d'un millimètre).

Les patins des pivots des Ateliers de Vevey reposent sur des lames élastiques qui assurent la répartition uniforme des efforts. Oscillation sur une arête et ergots d'arrêt pour empêcher l'entraînement en rotation (Fig. 5.22).

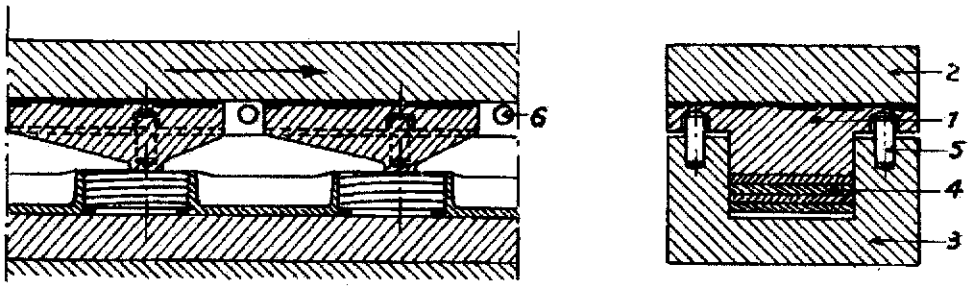


Fig. 5.22. — Détails de montage des patins d'un pivot des Ateliers de Vevey.
1 : Patin. 2 : Glace. 3 : Anneau support de patin. 4 : Ressorts. 5 : Ergots d'arrêt.
6 : Canal d'amenée d'huile.

Les patins des pivots « Le Matériel Electrique S. W. » sont en acier laminé ou forgé antifrictionnés sur la surface de frottement, l'antifriction étant ensuite gratté après usinage à l'outil (Fig. 5.23). Ils prennent appui par l'intermédiaire des contre-appuis sur les surfaces sphériques des grains des vis d'appui. Le support de pivoterie empêche l'entraînement des patins en rotation avec, toutefois, un jeu suffisant pour leur laisser toute liberté d'orientation.

La répartition des charges se fait par serrage des vis d'appui, le contrôle pouvant être effectué de diverses manières :

— utilisation d'une clé dynamométrique, peu précise en raison des défauts possibles des filetages,

— mesure du couple de pivotement d'un patin,

— utilisation de strain gauges placées sous le grain d'appui ou mieux, mesure du raccourcissement de la vis d'appui (Fig. 5.24).

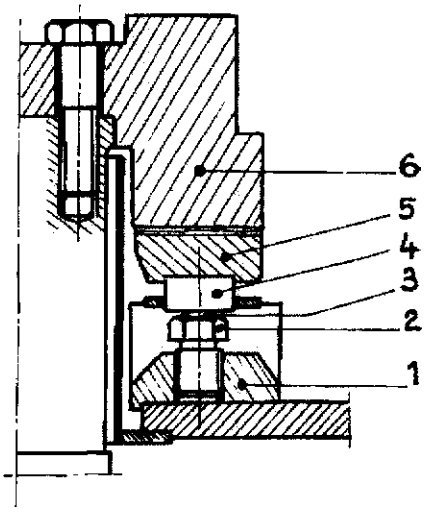


Fig. 5.23. — Schéma d'un pivot « Le Matériel Electrique S. W. »

1 : Support de la pivoterie. 2 : Vis d'appui des patins oscillants. 3 : Grain d'appui. 4 : Contre-appui. 5 : Patin oscillant. 6 : Couronne mobile.

Les dimensions des pivoteries capables de supporter plusieurs milliers de tonnes sont très grandes, leur diamètre extérieur excède trois mètres. La précision d'usinage qui tend à diminuer, les déformations thermiques et mécaniques

plus importantes rendent plus délicate la répartition de la charge entre les patins. Aussi, afin de ne pas être contraints de diminuer la valeur des pressions moyennes admises, les constructeurs ont ils été amenés à rechercher des moyens plus perfectionnés d'effectuer et de contrôler cette répartition et même d'en assurer l'automatisme. Nous en donnons ci-après deux exemples.

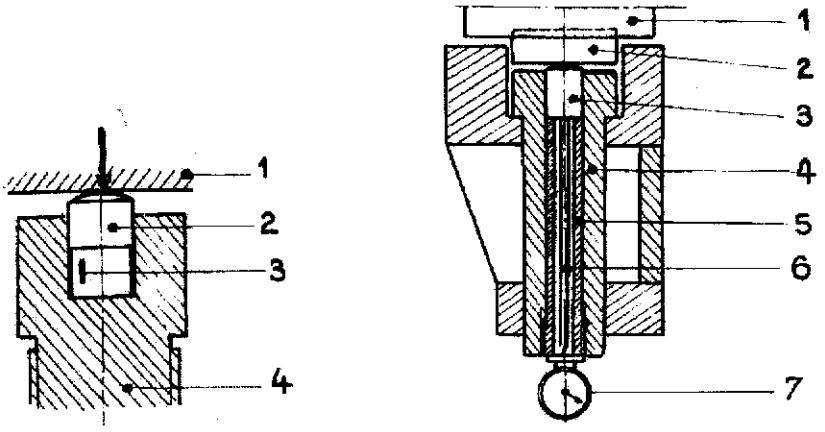


Fig. 5.24. — Contrôle de l'équirépartition des charges sur les patins d'un pivot « Le Matériel Electrique S. W. ».

A gauche, par mesure des contraintes dans le grain d'appui.

1 : Contre-appui. 2 : Grain d'appui. 3 : Strain gauge (3 à 120° pour éliminer les effets de flexion excentrée). 4 : Vis d'appui.

A droite, par mesure de raccourcissement de la vis d'appui.

1 : Patin. 2 : Contre-appui. 3 : Grain. 4 : Support. 5 : Vis d'appui. 6 : Tige de mesure. 7 : Comparateur.

Pivot à patins articulés des Ateliers des Charmilles (Fig. 5.25).

Chaque patin repose par une surface annulaire sur une plaque d'appui en acier engagée avec un léger jeu dans un alésage prévu dans l'anneau guide. Des guidages latéraux et une butée empêchent les patins de tourner sur eux-mêmes et d'être entraînés en rotation. Les plaques d'appui sont articulées dans leur partie centrale sur la face extérieure du piston d'un cylindre à huile, elles se trouvent donc sollicitées à la flexion et leur flèche (50 à 100 microns), proportionnelle à la charge du patin, peut être mesurée avec précision au moyen d'un appareil « Etamic ». Des coins manœuvrés par vis permettent de caler les pistons.

Le réglage est effectué lorsque le pivot est chargé par le seul poids des parties tournantes, soit 40 à 60 % de la charge totale suivant le type de turbine, en appliquant la pression d'huile à l'ensemble des pistons jusqu'à provoquer une poussée totale égale au poids précité. L'équirépartition de la charge se trouve

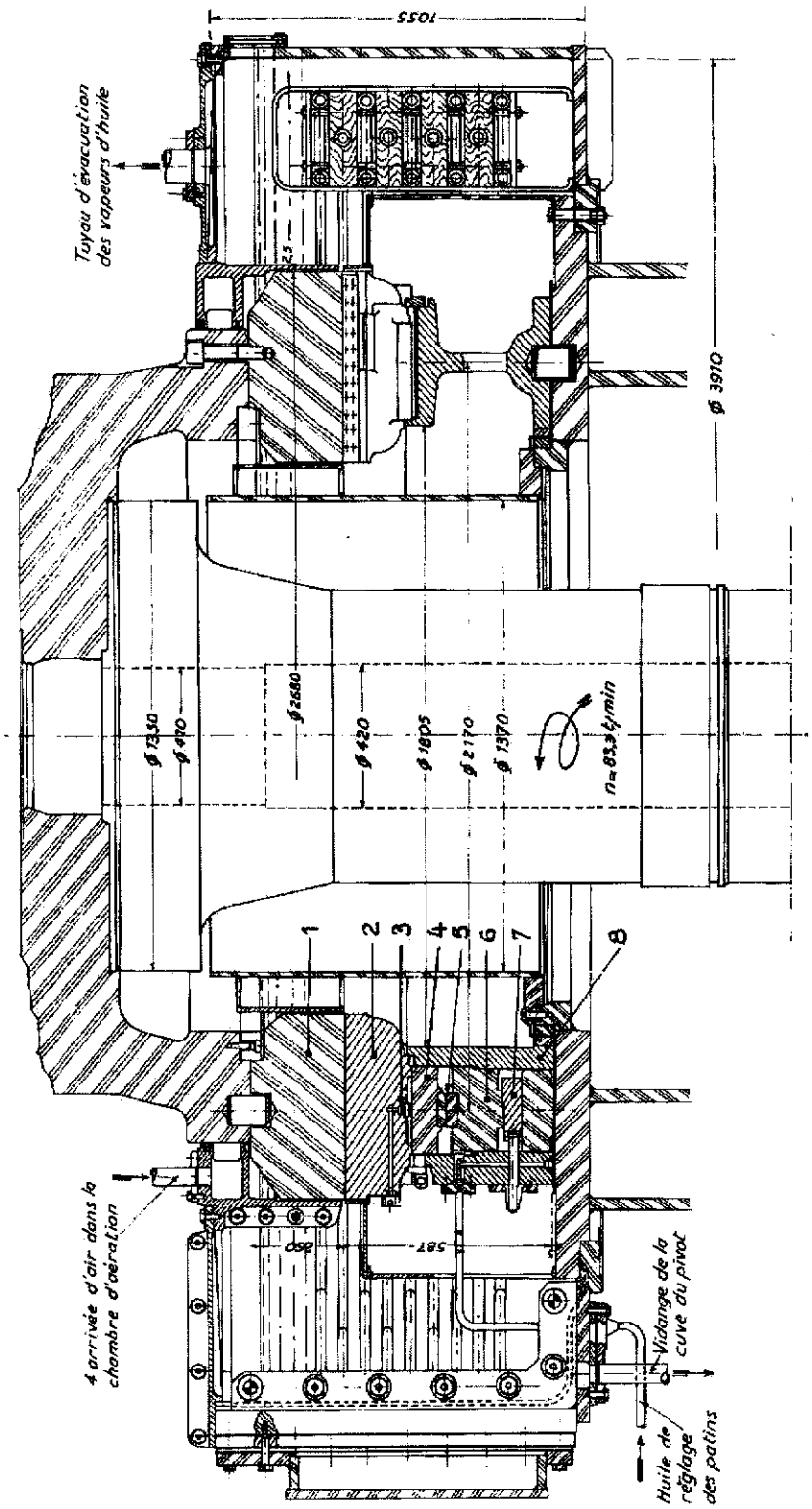


Fig. 5.25. — Pivot à patins articulés réglables des Ateliers des Charmilles.

1 : Anneau tournant. 2 : Patin. 3 : Tuyère. 4 : Plaque d'appui. 5 : Rotule. 6 : Piston. 7 : Coin. 8 : Anneau à cylindres.

Détails d'un patin voir figure 5.26.

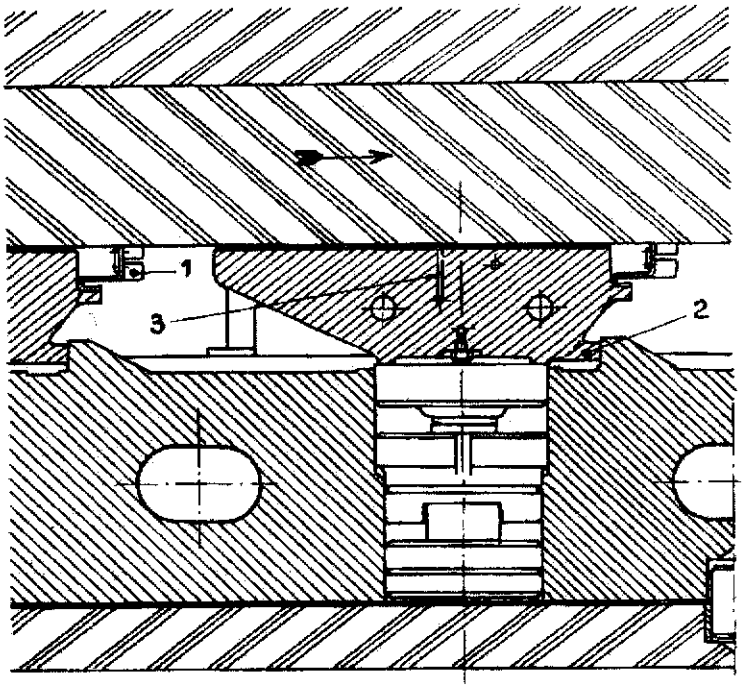


Fig. 5.26. — Détail d'un patin du pivot représenté fig. 5.25. Construction Ateliers des Charmilles.
1 : Racloir d'huile. 2 : Nez de butée. 3 : Orifice d'injection d'huile (pour le démarrage).

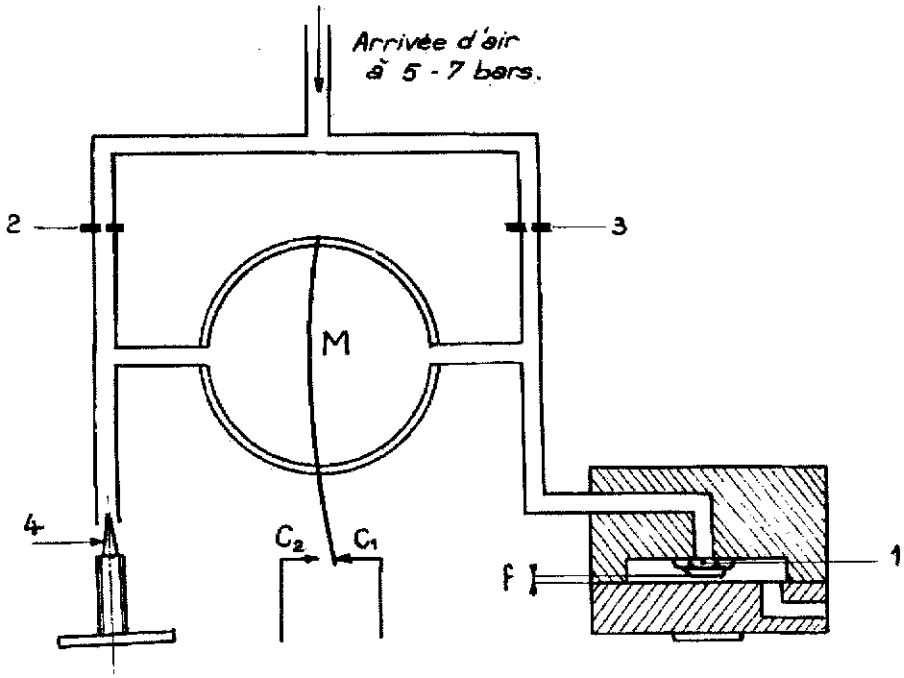


Fig. 5.27. — Principe de fonctionnement de l'appareil « Etamic ».
1 : Jauge de mesure. 2 et 3 : Orifices calibrés. 4 : Pointeau de réglage. M : Membrane.
C_1 et C_2 : Contacts électriques. f : Cote à mesurer.

ainsi automatiquement réalisée, résultat qui se traduit par l'égalité des mesures des flèches des plaques d'appui. Les coins sont alors manœuvrés pour caler les pistons, la pression d'huile supprimée et l'équirépartition des charges vérifiée à nouveau. Cette vérification peut d'ailleurs être effectuée au cours de la marche du groupe.

La figure 5.27 illustre le principe de fonctionnement de l'appareil « Etamic » qui est schématiquement le suivant : le pointeau 4 est manœuvré jusqu'à ce que la position d'équilibre de la membrane M soit obtenue ce qui correspond à l'égalité des pressions dans les deux circuits d'air. La position du pointeau ainsi obtenue, repérée sur un cadran gradué solidaire du dit pointeau, permet de connaître après étalonnage la cote à mesurer. Les contacts C_1 et C_2 rompus en position d'équilibre de la membrane commandent automatiquement, dans un sens ou dans l'autre, le mouvement du pointeau. La précision atteinte est de l'ordre de $\pm$ 1 micron.

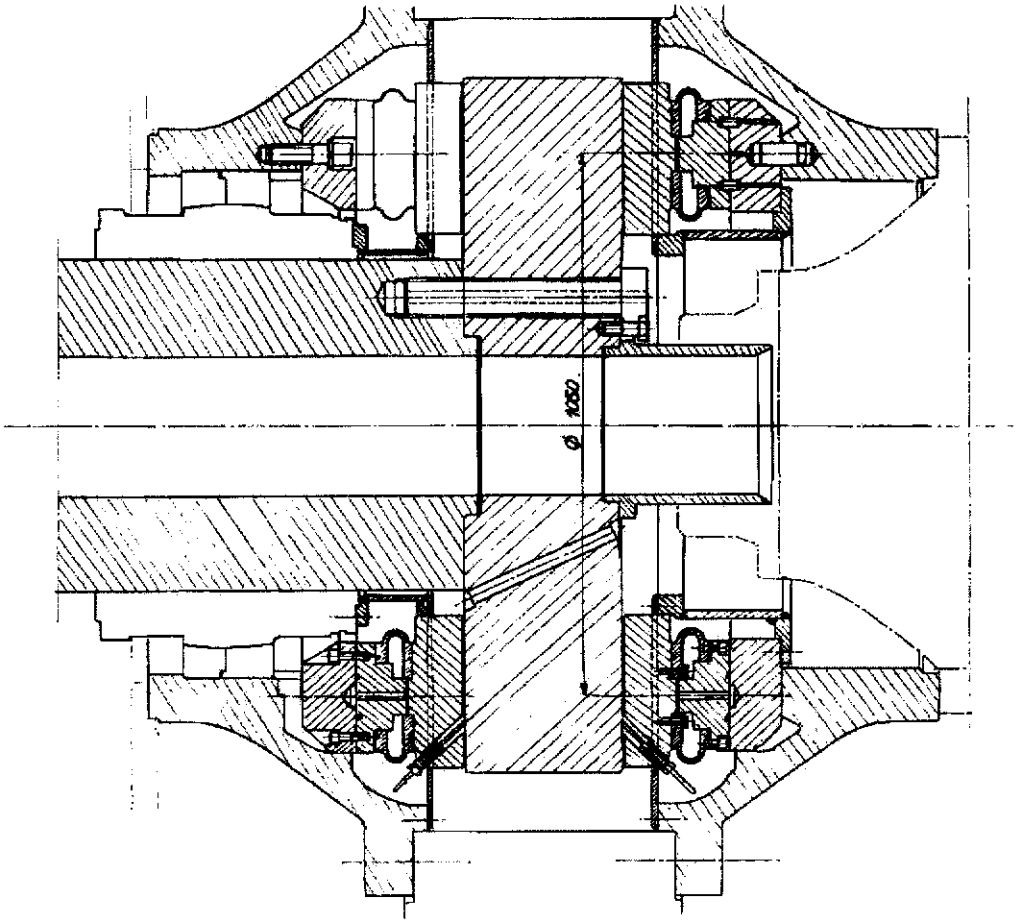


Fig. 5.28. — Pivot double à patins auto-compensés (Neyrpic).

Pivot à patins autocompensés Neyrpic (Fig. 5.28). Chaque patin est fixé sur une membrane torique en acier de faible épaisseur possédant une grande flexibilité. Ces membranes sont boulonnées sur une couronne d'appui qui transmet les charges au support du pivot. Des conduits placés dans cette couronne mettent en communication les enceintes étanches constituées par les membranes toriques, l'ensemble du volume ainsi créé est rempli d'huile ce qui permet une équirépartition pratiquement parfaite des charges appliquées, car l'effort de déformation des membranes nécessaire à la correction des défauts est extrêmement faible.

Réfrigération. Le pivot est toujours disposé dans un bain d'huile. La température de l'huile s'élève de 15 à 20° pendant son passage entre les patins et la glace. La chaleur ainsi produite est diffusée dans le bain et évacuée par un système réfrigérant disposé soit dans le bâti même du pivot (Fig. 5.12 et 5.21) soit au-dehors. Il importe que l'échauffement de l'huile soit restreint afin de limiter les déformations thermiques des parties actives de la butée, en conséquence on cherche à renouveler entièrement l'huile utilisée après chaque patin par diverses dispositions, en particulier des racleurs placés entre deux patins consécutifs empêchant le lubrifiant qui vient de passer sur le premier de s'engager directement sur le second (Fig. 5.26).

Dans le pivot simple de la figure 5.21, le serpentin réfrigérant est disposé dans le bain d'huile, la circulation à travers les patins et le réfrigérateur est assurée par une pompe axiale rudimentaire entraînée en rotation par la glace à laquelle elle est fixée. Les orifices prévus dans le manchon d'appui permettent d'évacuer l'excès d'huile pompé.

Lorsque le réfrigérant est disposé à l'extérieur du carter (Fig. 5.29) on prévoit des pompes de circulation indépendantes du pivot. Ce sont en général des pompes volumétriques (à vis ou à engrenages) dont le débit est peu sensible aux variations de viscosité de l'huile, ce qui est important au moment du démarrage où le lubrifiant est relativement froid. La pompe aspire l'huile chaude du bac, la refoule à travers le réfrigérant d'où elle se trouve dirigée devant chaque patin par l'intermédiaire d'une conduite annulaire alimentant les rampes radiales de distribution. L'huile s'écoule vers la pompe par un déversoir empêchant une vidange accidentelle du bain d'huile.

La pompe de service normal est entraînée rigidement par l'arbre de la turbine, pompe et réfrigérant peuvent d'ailleurs être doublés pour permettre nettoyage et révision sans interrompre le service. On prévoit également une ou plusieurs pompes électriques fonctionnant au démarrage et à l'arrêt du groupe.

On peut également pratiquer un refroidissement direct des patins ce qui a l'avantage d'augmenter la viscosité du film d'huile et par conséquent son épaisseur favorisant ainsi les opérations de démarrage et d'arrêt. Le coefficient de

frottement s'en trouve évidemment affecté (Fig. 5.39). Cette disposition tend, toutefois, à disparaître.

En ce qui concerne la position du pivot dans les groupes verticaux on rencontre :

— les pivoteries placées sur le palier porteur supérieur prenant appui sur la carcasse de l'alternateur,

— les pivoteries montées dans le palier porteur inférieur de l'alternateur,

— les pivoteries placées sur le fond de la turbine, tendance actuelle.

L'examen des exemples de construction donnés à la fin du chapitre précédent montrera au lecteur l'aspect de ces diverses dispositions.

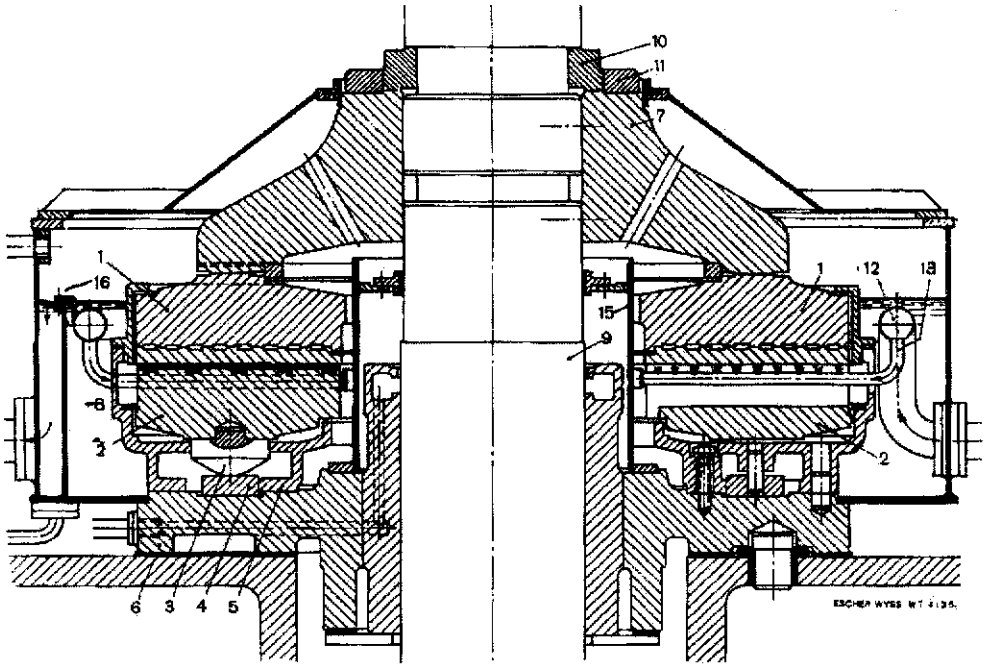


Fig. 5.29. — Pivot d'une capacité de 900 t à 75 t/mn, avec réfrigération d'huile en dehors du palier. L'huile réfrigérée est injectée devant le bord d'attaque de chaque patin par des conduites perforées disposées radialement. Voir également figure 5.40. — Construction Escher Wyss.

1 : Glace. 2 : Patins. 3 : Socles basculeurs. 4 : Anneau de base. 5 : Châssis. 6 : Plaque de base. 7 : Manchon. 8 : Bain d'huile. 9 : Arbre. 10 : Bague d'appui. 11 : Anneau de serrage. 12 : Nourrice circulaire en huile réfrigérée. 13 : Conduites d'injection radiales perforées. 15 : Fourreau central retenant le bain d'huile. 16 : Déversoir débitant vers la pompe de circulation.

Les perfectionnements apportés à la fabrication des pivots ont largement contribué à la réalisation des groupes verticaux de grande puissance ; à titre indicatif voici les caractéristiques de quelques constructions récentes :

Aménagement	Turbine	Charge (N)	Vitesse (t/mn)	Observations
Serre-Ponçon (Fr)	Francis	640.10^4	214,3	Fig. 4.90
Bort-les-Orgues (Fr)	—	900.10^4	187,5	Fig. 4.88
Marckolsheim (Fr)	Kaplan	$1\,100.10^4$	75	
Ottmarsheim (Fr)	—	$1\,100.10^4$	93,8	Fig. 4.102
André Blondel (Fr)	—	$1\,400.10^4$	107	
Pirttikoski (Finlande)	—	$1\,500.10^4$	115,4	Fig. 4.105 et 5.40
Aschach (Autriche)	—	$1\,820.10^4$	68,2	Diam. de la glace : 3,2 m.

5.1.3.5) *Pivots et paliers combinés.*

On peut rencontrer les deux éléments pivot et palier assemblés dans un même bâti. Cette disposition, assez fréquente dans les groupes verticaux, est la règle pour les turbines à axe horizontal.

La figure 5.29 montre un pivot vertical Escher-Wyss avec palier guide incorporé, celui-ci se trouve dans la partie centrale à l'intérieur de l'anneau support de patins tandis que le pivot combiné S. W. de la figure 5.30 comporte un palier guide de grandes dimensions constitué de patins indépendants entourant la couronne mobile.

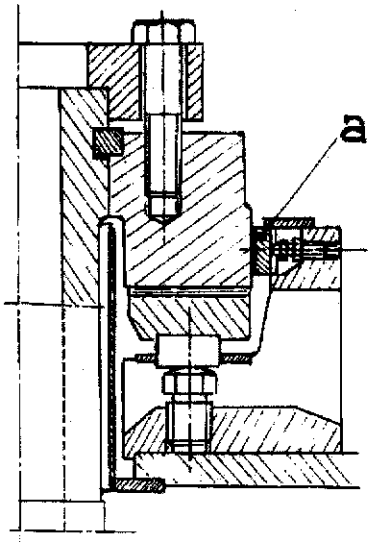


Fig. 5.30. — Palier et butée combinés « Le Matériel Electrique S. W. ».

a : Patin du palier.

Dans les groupes horizontaux le poids des parties mobiles n'intervient pas dans la poussée axiale. La poussée hydraulique agit théoriquement toujours dans le même sens, une seule butée est donc nécessaire ; en fait il convient également d'empêcher le déplacement du rotor dans l'autre sens mais le système utilisé peut être beaucoup plus sommaire (Fig. 5.41).

Figure 5.31. Butée et palier combinés de la Société des Forges et Ateliers du Creusot. La butée double est placée dans la partie centrale entre les coussinets (1). Seuls les patins habituellement chargés possèdent un

système d'équirépartition des efforts qui se trouve constitué par un jeu de palonniers (Fig. 5.32). Le graissage est effectué par circulation, l'huile étant amenée

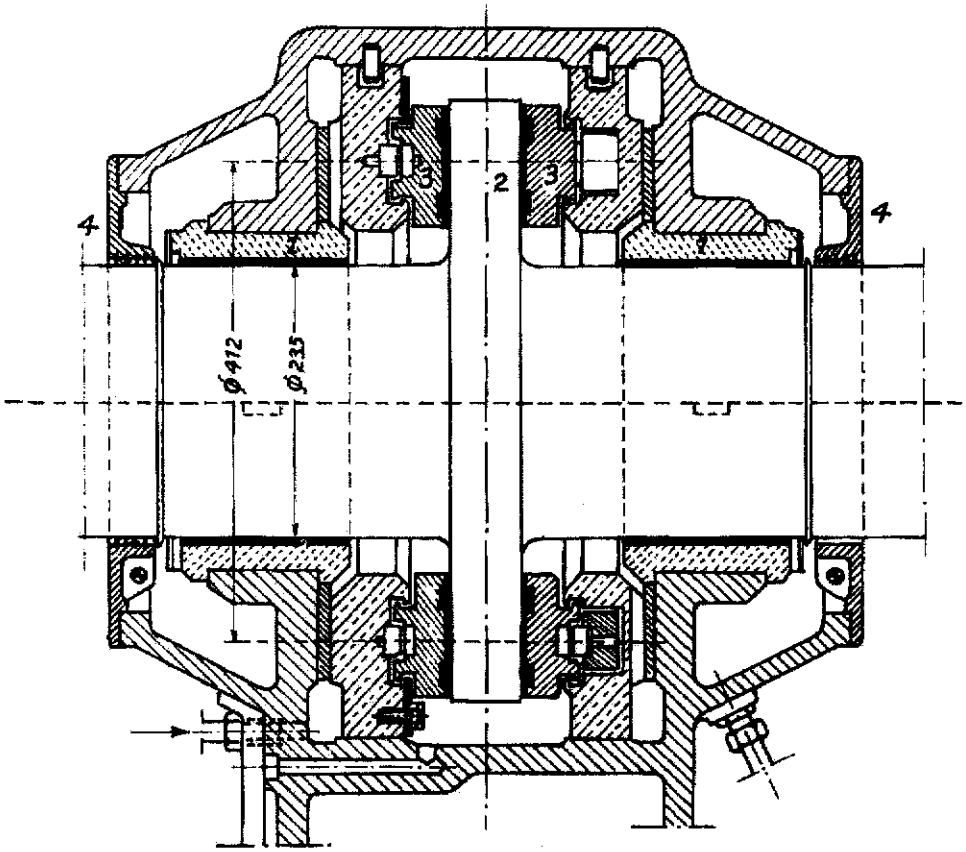


Fig. 5.31. — Palier et butée combinés de la Société des Forges et Ateliers du Creusot.
1 : Coussinets. 2 : Collet. 3 : Patins. 4 : Flasques d'étanchéité.

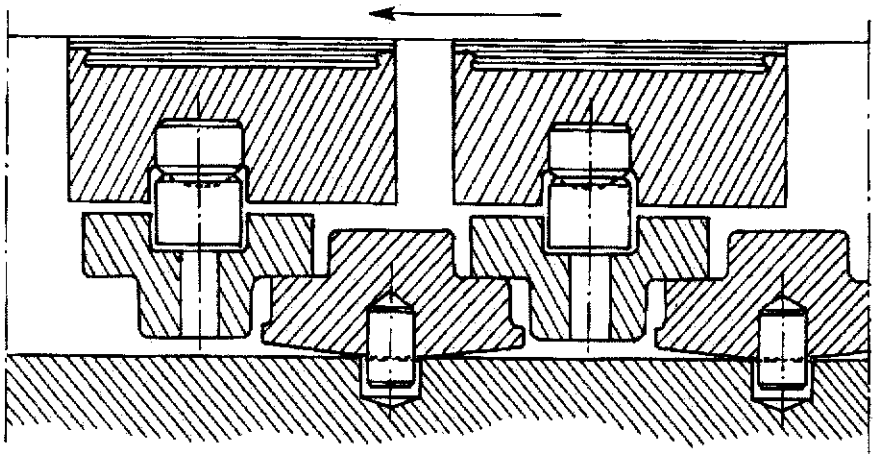


Fig. 5.32. Détail de l'articulation des patins d'une butée de la Sté des Forges et Ateliers du Creusot.

dans la partie centrale au moyen de canaux creusés à l'arrière des plaques d'appui et éjectée vers la périphérie par le mouvement de rotation du collet.

Figure 5.33. Butée et palier combinés des Ateliers de Vevey. Le collet de butée est encore placé dans la partie centrale, mais comme il y a une direction privilégiée pour la poussée axiale le constructeur n'a prévu des patins que du seul côté où ils sont le plus nécessaires. Ces patins sont articulés sur appuis élastiques conformément à la figure 5.22. Le collet plongeant dans l'huile amène le lubrifiant à la partie supérieure du palier où une raclette (3) le répartit vers les organes à graisser. La réfrigération est assurée par un serpentin immergé dans la réserve d'huile du palier.

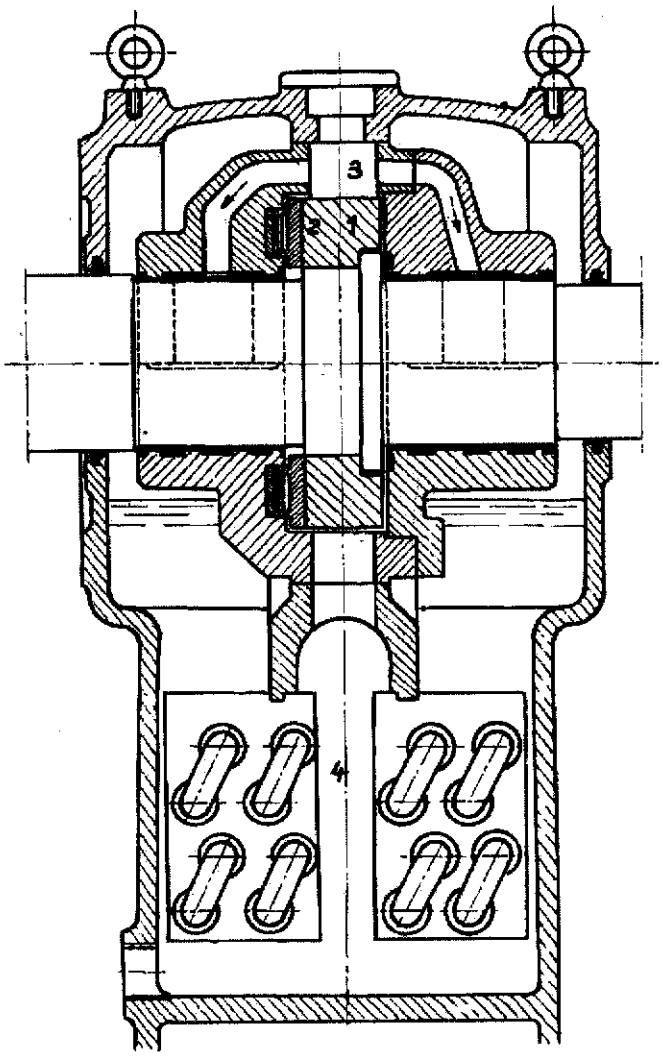


Fig. 5.33. — Palier et butée combinés des Ateliers de Vevey.

1 : Collet de butée. 2 : Patin. 3 : Raclette. 4 : Réfrigérant d'huile.

Figure 5.34. Butée et palier combinés Escher Wyss. Il y a deux butées identiques placées de part et d'autre des coussinets du palier, cette disposition a été conçue non pour une turbine mais pour une grosse pompe d'accumulation à double flux dans laquelle la poussée axiale peut s'exercer dans un sens ou dans l'autre suivant l'usure des garnitures.

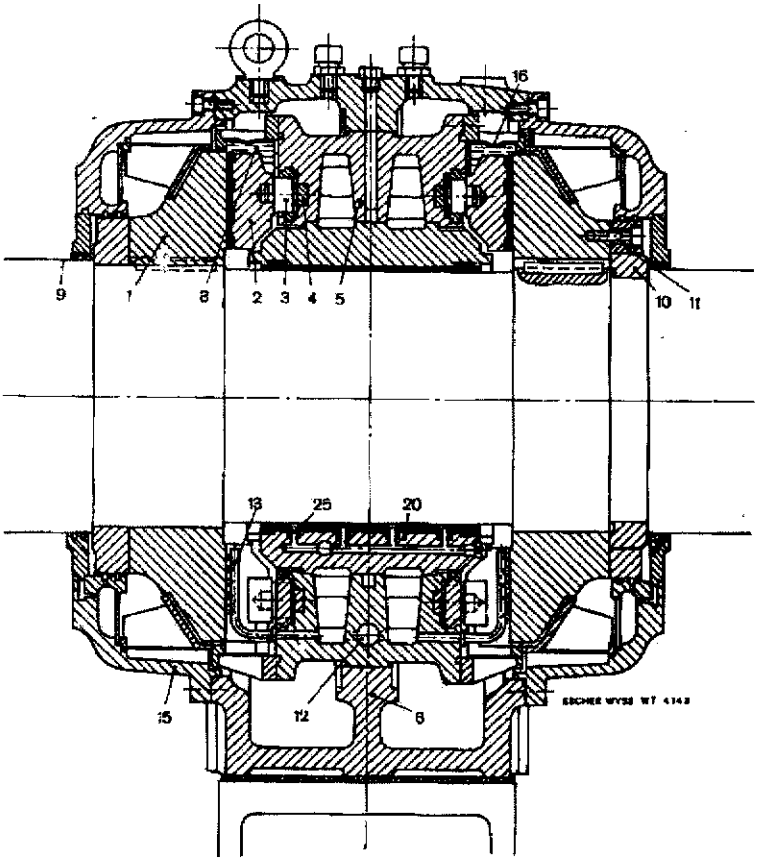


Fig. 5.34. — Palier de butée double avec palier porteur pour arbre horizontal. (Construction Escher Wyss).

1 : Manchon avec glace. 2 : Patins. 3 : Socles basculeurs. 4 : Anneau de base. 5 : Châssis de palier. 6 : Corps de palier. 8 : Bain d'huile. 9 : Arbre. 10 : Bague d'appui des manchons. 11 : Anneau de serrage. 12, 13 : Arrivée d'huile fraîche. 15 : Carters. 16 : Déversoirs. 20 : Boîtard de palier. 25 : Injecteurs d'huile sous pression du palier-porteur.

Voir également fig. 5.40.

Notons que les butées à axe horizontal ne peuvent être prévues pour absorber des efforts aussi importants que ceux signalés dans la disposition verticale ; ceci tient aux difficultés rencontrées pour assurer une liaison rigide des bâtis de palier aux fonds de turbine d'une part et d'autre part aux massifs de fondations (Voir figure 4.95). C'est l'une des raisons qui conduisent à limiter la puissance des groupes horizontaux et interdisent cette disposition aux turbines Kaplan de chutes moyennes et grandes, tributaires de très fortes poussées axiales.

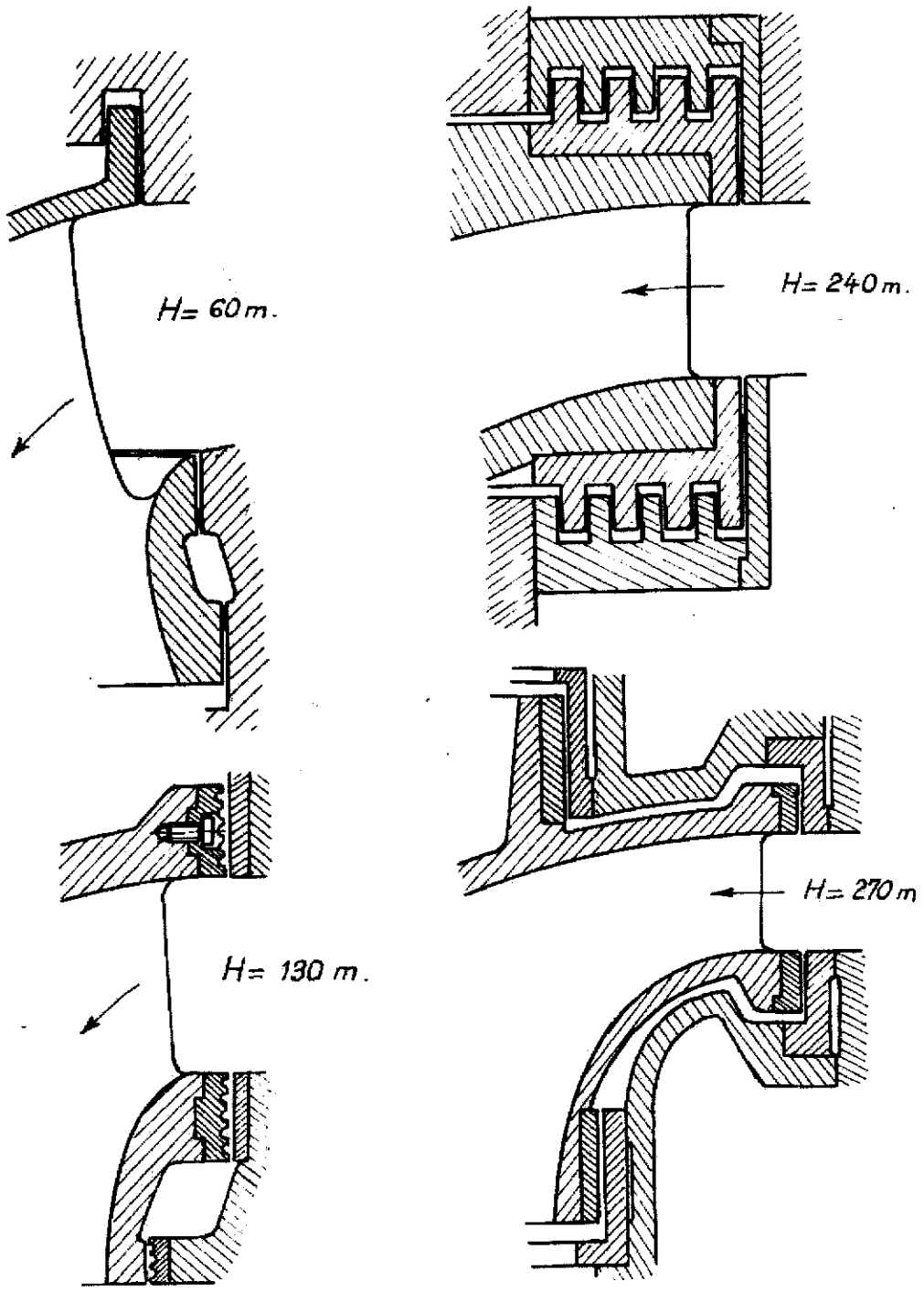


Fig. 5.35. — Joints de roues Francis.

5.2. Dispositifs d'étanchéité.

5.2.1) *Limitation de la fuite interne.*

Cette fuite se produit à la périphérie des roues Francis entre l'entrée de la roue et le canal d'aspiration (voir figure 2.15). On la limite en réduisant les jeux au minimum admissible (0,5 à 2 mm sur le rayon) et en multipliant les chicanes. La complexité du joint augmente avec la chute comme le montrent les exemples de la figure 5.35.

Les vitesses d'écoulement dans le joint sont élevées, il s'ensuit, lorsque l'eau est chargée de matières abrasives, une usure rapide des surfaces ce qui conduit en général, à utiliser des anneaux rapportés aisément remplaçables en bronze ou en acier inoxydable. Le chromage dur électrolytique du labyrinthe fixe, celui qui s'use le plus, peut en prolonger la durée. On a également essayé des anneaux

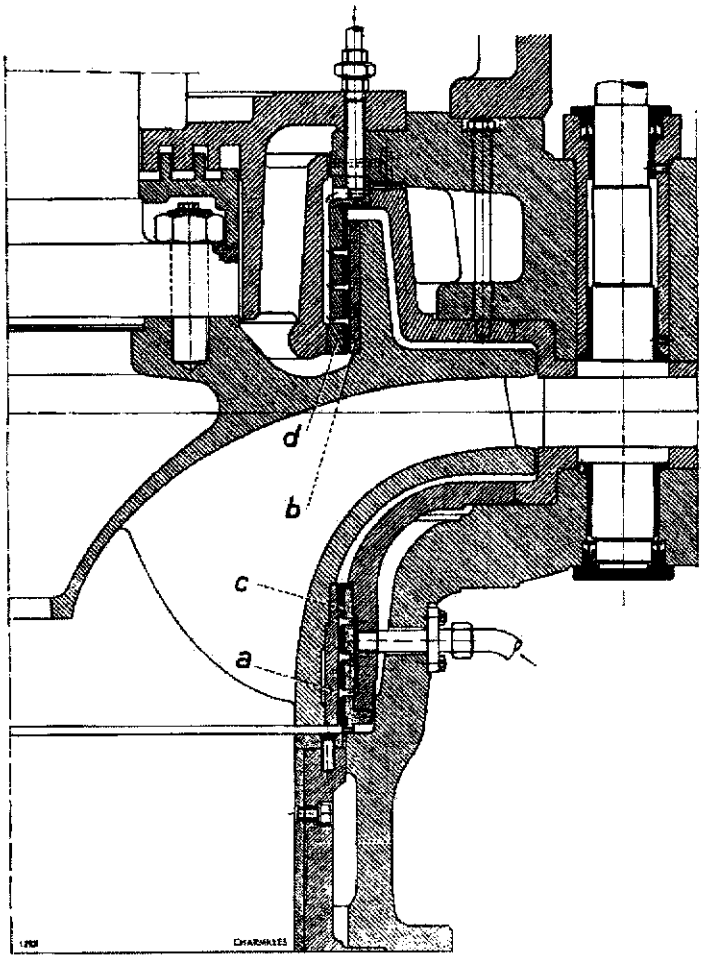


Fig. 5.36. — Coupe partielle d'une turbine Francis de haute chute, avec joints fixes irrigués recouverts de bandes de caoutchouc traité. *a* : Frette d'usure inférieure de la roue motrice. *b* : Frette d'usure supérieure de la roue motrice. *c* : Bande de protection en caoutchouc. *d* : Anneau du joint fixe. (Ateliers des Charmilles)

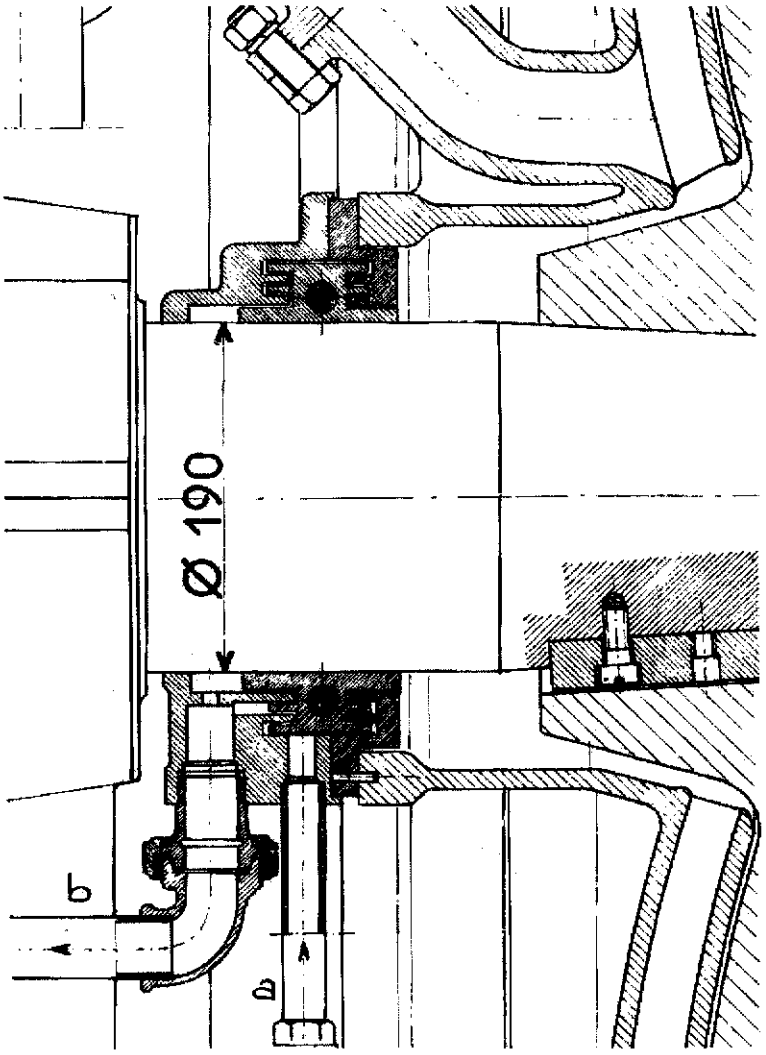


Fig.5.37. — Joint labyrinthe de turbine Francis.
a : Injection d'eau. *b* : Évacuation de la fuite.

plastiques comme le montre la figure 5.36, mais ceux-ci ne semblent pas avoir eu la faveur des utilisateurs.

La limitation de la fuite interne et la bonne tenue des joints à l'usage est l'un des problèmes qui freinent le développement des Francis vers l'utilisation des très hautes chutes.

5.2.2) *Fuite externe.*

Elle se produit au passage de l'arbre à travers le fond de la turbine. En général l'intérieur de la machine est en dépression, il importe d'éviter les entrées d'air, on y parvient en effectuant une injection d'eau sous pression dans le labyrinthe du joint. La fuite côté extérieur peut être drainée (Fig. 5.37), ou arrêtée par un jeu de bagues de graphite (Fig. 5.38).

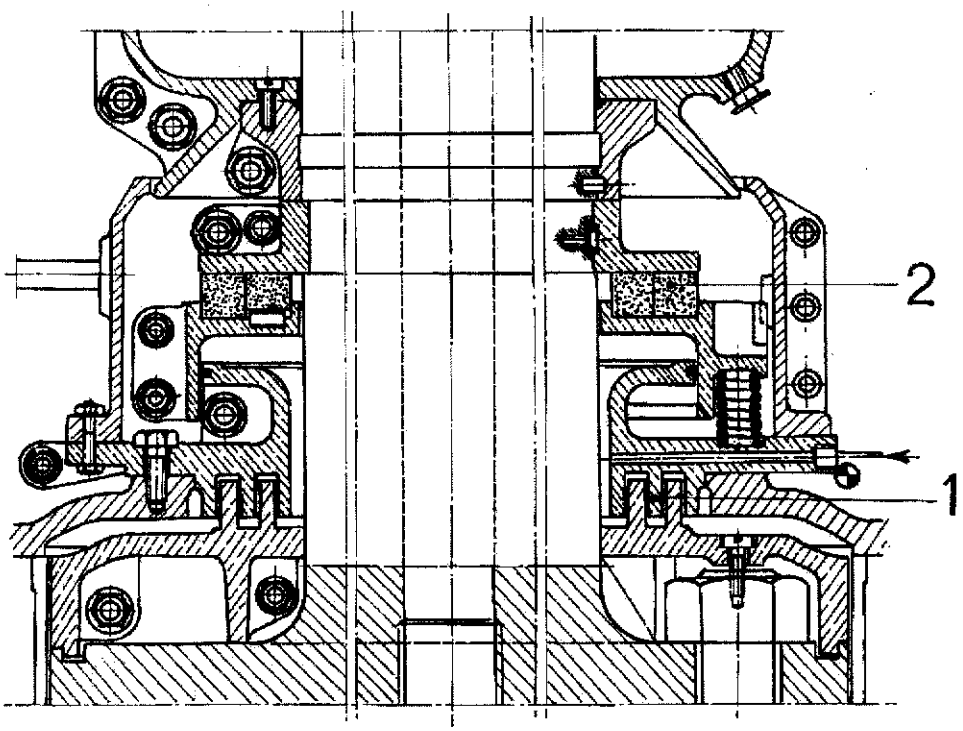


Fig. 5.38. — Boîte d'étanchéité à labyrinthe et anneaux de carbone. Ateliers des Charmilles.
1 : Labyrinthe. 2 : Anneaux de graphite.

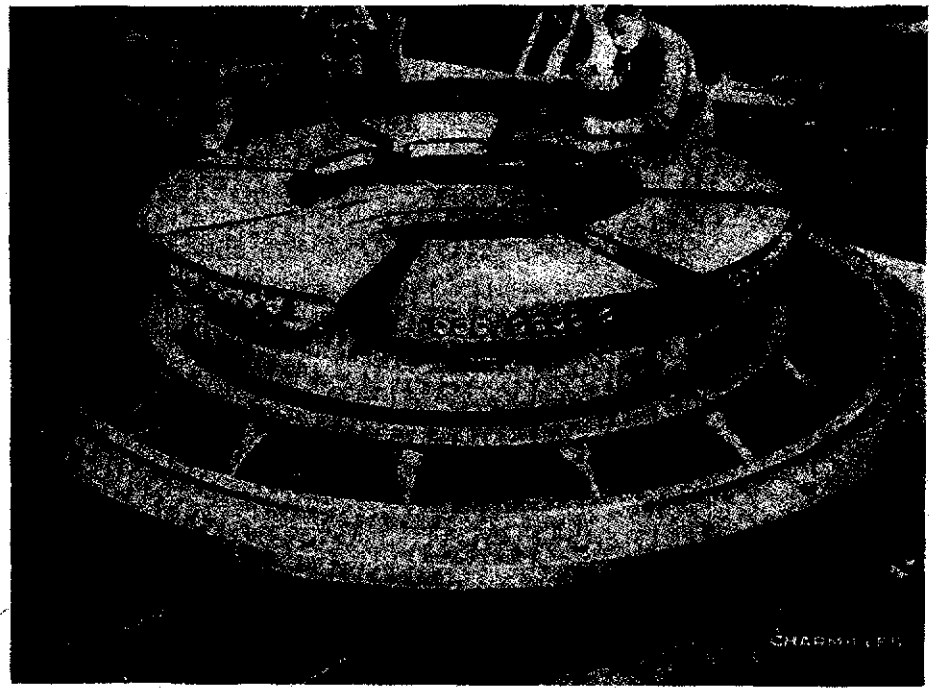


Fig. 5.39. — Pivot avec réfrigération directe des patins.
Remarquer sur la face externe de ceux-ci les raccords des tuyauteries de circulation d'eau.
Turbine d'Ottmarsheim (France), charge 1 100 tonnes, construction Alsthom-Charmilles.

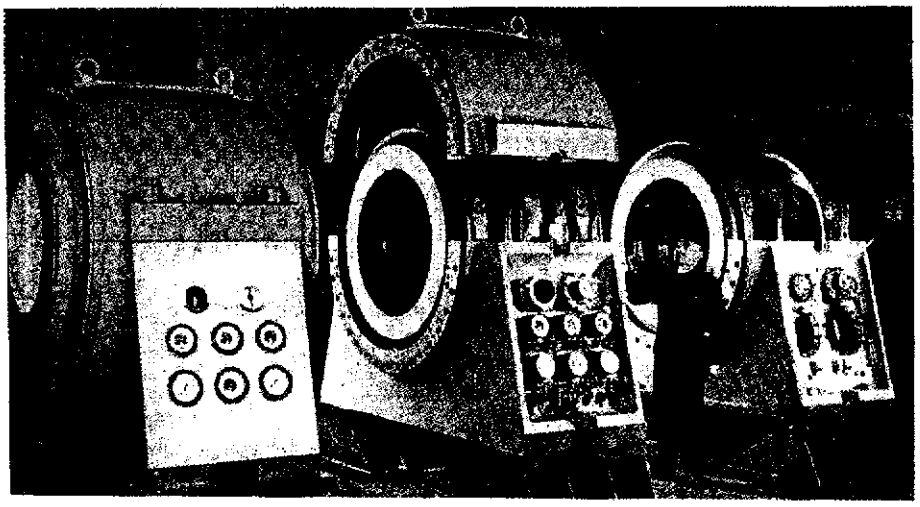


Fig. 5.40. — Palier de guidage combiné avec pivot appartenant à une turbine Francis à axe horizontal de 105.000 kW sous 288 m à 428,6 t/mn. Centrale d'accumulation de Vianden (Luxembourg). Alésage du palier 900 mm, charge verticale 130.000 daN., poussée axiale dans les deux sens 100.000 daN.

Construction Escher Wyss.

Aux faibles vitesses, le palier est alimenté par une pompe de soulèvement à haute pression assurant la formation du palier d'huile. Remarquer la disposition très visible des instruments de contrôle et de sécurité.

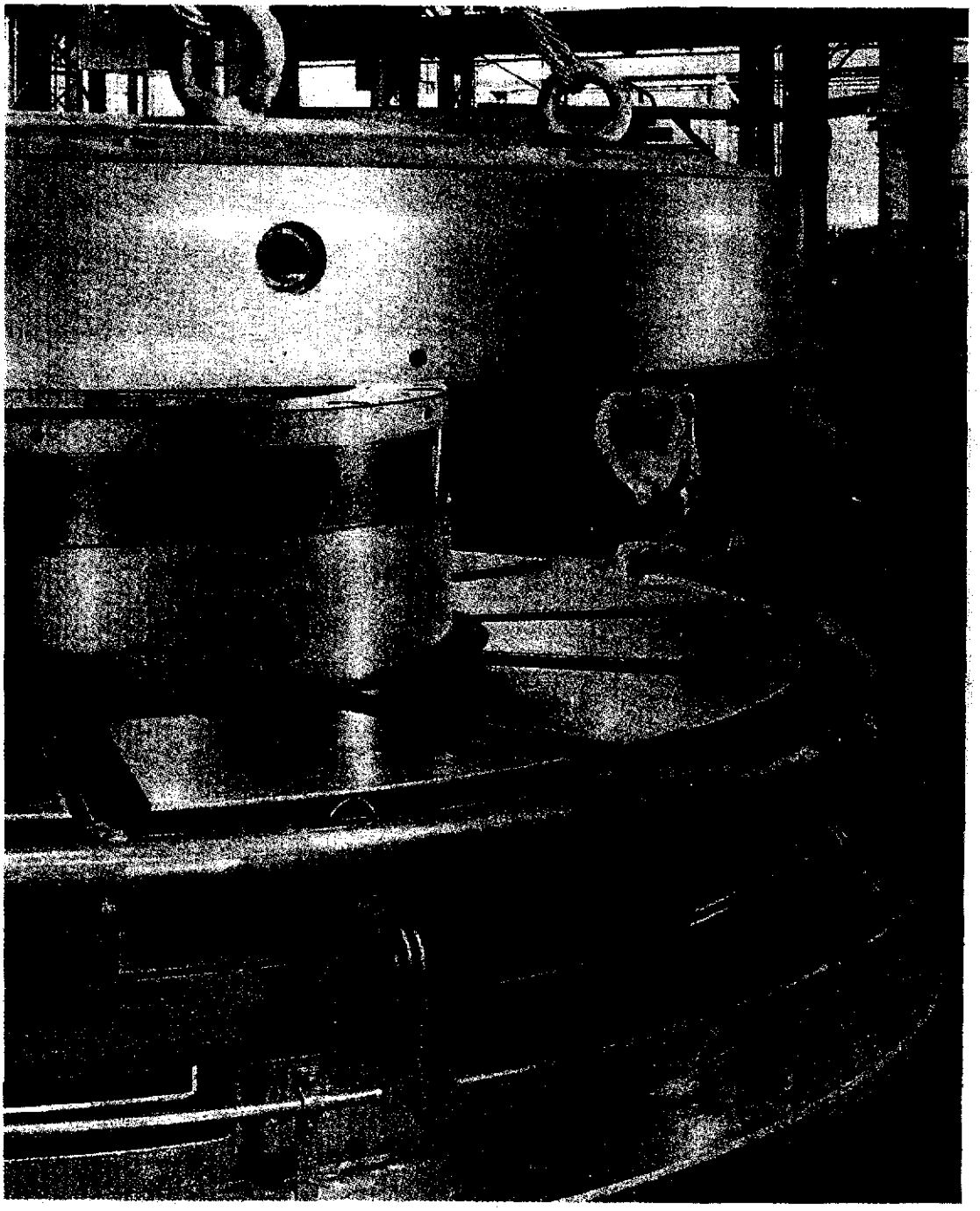


Fig. 5.41. — Grattage des patins d'un pivot de 1 500 tonnes.

On remarquera, entre les patins, les racloirs d'huile chaude et les tuyaux d'injection d'huile fraîche, alimentés par une conduite distributrice circulaire, au-dessous de laquelle se trouvent les petites conduites d'injection d'huile à haute pression facilitant le démarrage. La glace se trouve suspendue au-dessus des patins

Construction Escher Wyss, Turbine Kaplan de Pirttikoski (Finlande).

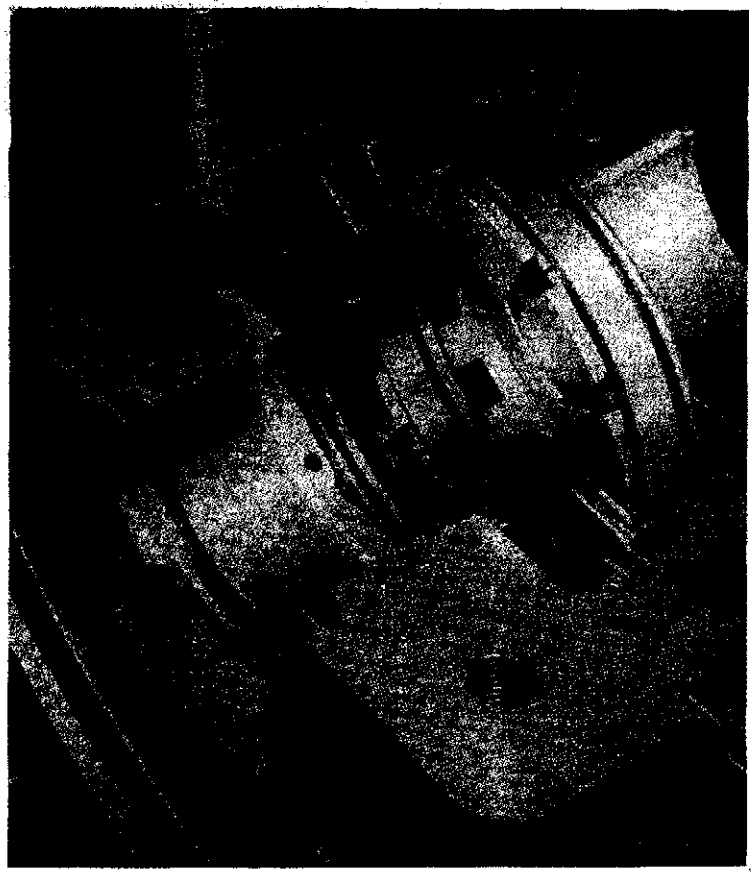


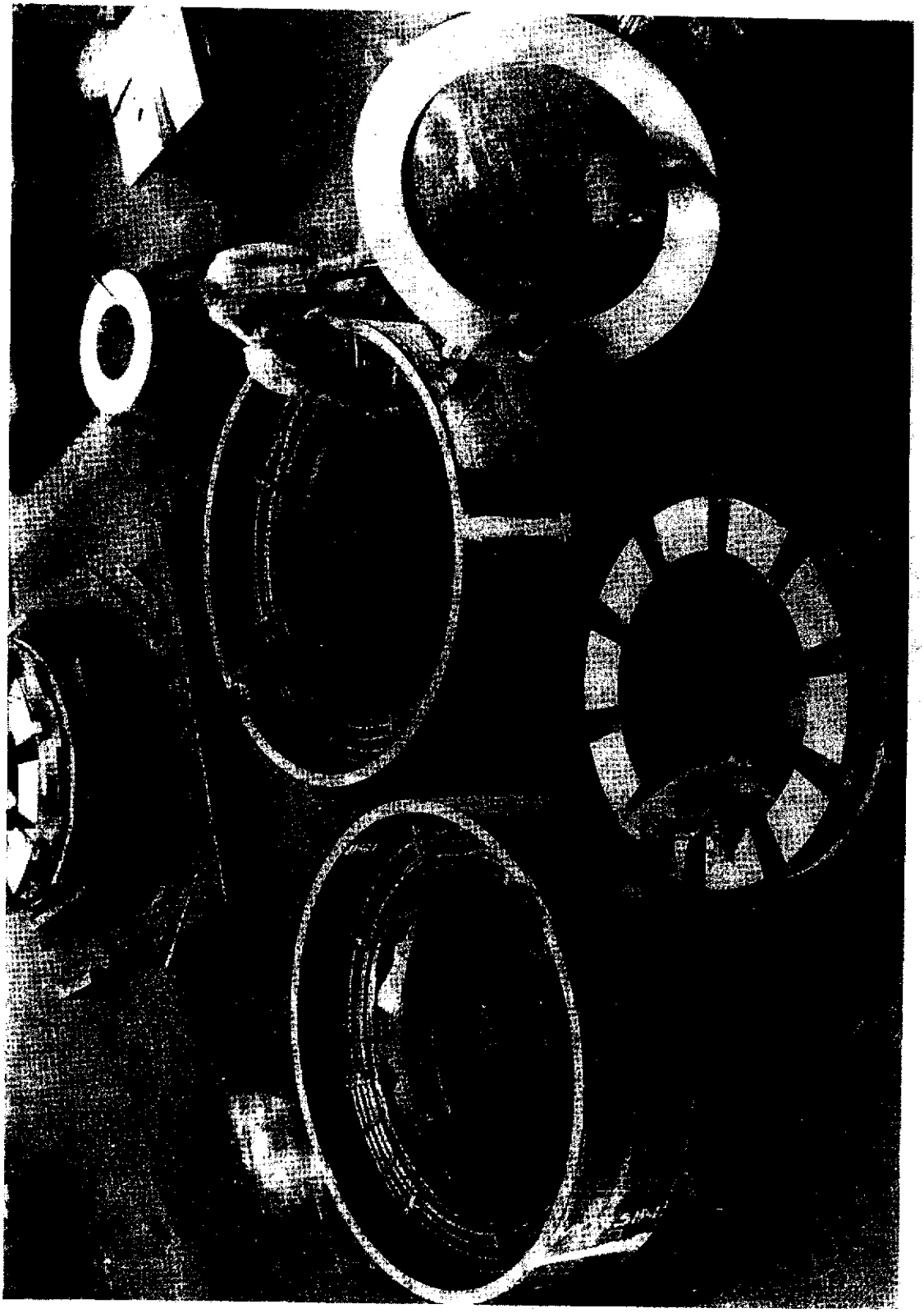
Fig. 5.42. — Palier de butée avec palier porteur pour arbre horizontal

Palier de butée agissant dans les deux sens ; la poussée axiale principale s'exerce sur une couronne de patins oscillants, tandis que la poussée opposée, intervenant exceptionnellement, est supportée par une couronne fixe avec rainures radiales de lubrification.

Construction Escher Wyss.

Fig. 5.43 (ci-dessous). — Eléments d'un pivot en cours de fabrication.

Anneau de patins (patins à colonnettes), glace, bacs à huile avec serpentins de réfrigération.

Cliché Neyrpic.

MÉCANISMES COMMUNS AUX DIVERS TYPES DE TURBINES