Les pompes alimentaires multicellulaires du palier 700 MW et au-delà

Paul Guifon, Richard Canavelis

BERGERON S. A., Paris

André Gilmer

ALSTHOM-ATLANTIQUE-RATEAU, La Courneuve

Introduction

La recherche permanente d'une disponibilité toujours plus grande des centrales de production d'électricité a conduit Electricité de France à accroître en particulier la fiabilité des groupes turbopompes alimentaires. Cette amélioration a permis d'ailleurs d'assister dans la dernière décennie à une progression spectaculaire des puissances des pompes alimentaires, allant de pair avec celle des tranches de production comme l'illustre le tableau 1. Cette évolution a été rendue possible grâce à une action conjuguée d'Electricité de France et des constructeurs.

Pour sa part, Electricité de France est parvenue à mieux maîtriser les dépressurisations des bâches alimentaires lors des baisses de charge ; des valeurs plus sûres du NPSH disponible minimum transitoire au niveau de

Evolution de la rigidité des mobiles

Tableau 1 Evolution des pompes alimentaires multicellulaires Bergeron-Rateau

Centrale		250 MW	345 MW	600 MW	700 MW	1 200 MW (Super Phenix)
. Vitesse de rotation pompe alimentaire	Tr/mn	5 500	4 150	4 000	4 100	4 100
. Diamètre de roue pompe alimentaire	mm.	330	440	465	545	560
. Nombre de roues pompe alimentaire		5	6	5	3	4
. Débit	m ³ /s	0,25	0,33	0,55	0,73	0,83
. Hauteur par roue pompe alimentaire	m.	410	500	420	650	630
. Hauteur pompe nourricière	m.	70	80	80	150	215
. Hauteur totale groupe alimentaire	m.	2 120	3 080	2 180	2 100	2 735
. Puissance totale turbine	kW	5 600	11 800	13 520	16 350	25 000

la pompe nourricière ont donc pu être données aux constructeurs grâce entre autres à une étude plus fine :

- du volume de la bache alimentaire,
- de la valeur du débit recirculé,
- du mode de régulation du niveau dans la bache alimentaire,
- du tracé et du dimensionnement des dispositifs d'entonnement et des tuyauteries de liaison à la pompe nourricière,
- de l'emplacement des filtres reporté de plus en plus systématiquement en aval de la pompe nourricière.

Parallèlement, des dispositifs ont été introduits dans la régulation du groupe turbo-pompe, en accord avec les constructeurs, pour éviter les fonctionnements en sur-débit.

Malgré cet ensemble de précautions, EDF a pris en outre, à partir du palier 700 MW, les deux options suivantes :

1 — Les pompes alimentaires doivent pouvoir fonctionner une minute en vaporisation ;

2 — L'ensemble de la cartouche interne (rotor et organes de diffusion) doit pouvoir être remplacé en un temps limité à quelques heures.

Pour sa part, Bergeron-Rateau a pris en compte ces deux options fondamentales en développant la fiabilité de la pompe alimentaire principale dans sa conception, tant sur le plan hydraulique que mécanique, et dans sa construction.

Généralités sur la conception de la pompe alimentaire

Caractéristiques de base

Chaque tranche de 700 MW comporte un groupe alimentaire principal plein-débit. Le groupe turbo-pompe alimentaire se compose de la pompe alimentaire propre-

ment dite, d'une turbine à vapeur d'entraînement, et d'une pompe nourricière montée sur la même ligne d'arbre par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse. La pompe nourricière, alimentée par la bache alimentaire, fournit le *NPSH* nécessaire à la pompe alimentaire.

Le groupe répond aux caractéristiques suivantes :

	Régime nominal	Régime maximum
Débit	2090 T/h	2300 T/h
Hauteur totale du groupe	2050 m	2100 m
Hauteur de la pompe nourricière	131 m	150 m
Nombre d'étages de la pompe alimentaire	3	3
Vitesse de rotation de la pompe alimentaire	3990 Tr/mn	4100 Tr/mn
Température de l'eau	159°C	159°C

Détermination du nombre d'étages

L'obligation pour la pompe alimentaire de pouvoir fonctionner une minute en vaporisation a imposé de reporter la première vitesse critique du rotor tournant dans la vapeur à une valeur dépassant suffisamment la sur-vitesse de déclenchement de la turbine d'entraînement.

Pour y parvenir, il a fallu grossir l'arbre, donc le diamètre d'entrée des roues, et réduire la distance entre paliers, donc le nombre d'étages. Le choix du nombre d'étages résulte donc d'une étude comparative minutieuse qui fait intervenir les différents paramètres géométriques de la machine.

On a été ainsi conduit, comme le montre la coupe de la figure 1, à adopter trois étages, d'où une hauteur par étage voisine de 650 m. L'accroissement relatif de la hauteur par étage par rapport aux réalisations précédentes (voir tableau 1) a conduit à prendre des précautions particulières comme nous allons le voir dans ce qui suit.

Figure 1 — Centrales de Cordemais et Aramon. Turbo-pompe alimentaire 700 MW.

Conception hydraulique

Caractéristiques hydrauliques

Courbe débit-hauteur

En raison de la possibilité de fonctionnement des tranches de production à n'importe quelle charge partielle, la pompe alimentaire peut-être amenée à fonctionner en tout point de sa caractéristique débit-hauteur compris entre le point de débit maximal et le point de fonctionnement sur circuit de recirculation. La pompe doit donc présenter une caractéristique débit-hauteur stable et de pente monotone décroissante sur l'ensemble de sa plage d'utilisation. L'allure de la courbe débit-hauteur dans la zone des faibles débits dépend de paramètres géométriques liés à la roue, au diffuseur et à l'entrefer roue-diffuseur.

Il est difficile d'établir des règles générales applicables à n'importe quel style de tracé hydraulique quant au choix de ces paramètres. On est toutefois conduit à penser que, pour un style de tracé donné, il existe entre les nombreux paramètres géométriques qui interviennent, un équilibre dont il ne faut pas trop s'écarter. Parmi ces paramètres, outre le nombre, les angles, l'épaisseur et le profilage des aubages de la roue et du diffuseur, il semble que l'on puisse citer :

- $\frac{b_3}{b_2}$ largeur relative entrée diffuseur — sortie roue
- $\frac{D_3}{D_2}$ entrefer relatif ailettes diffuseur — aubes roue
- $\frac{D'_3}{D'_2}$ entrefer relatif flasque diffuseur — flasque roue

On verra dans ce qui suit que le rapport D_3/D_2 doit être également choisi de manière à limiter l'intensité des pulsations de pression dans l'entrefer roue-diffuseur.

Rendement

L'augmentation de la hauteur par étage tend à faire diminuer la vitesse spécifique de chaque étage si l'on suppose la vitesse de rotation donnée par des considérations liées à la capacité d'aspiration de la pompe. On a toutefois intérêt, si l'on veut conserver un rendement satisfaisant, à ne pas trop baisser la vitesse spécifique ns par étage définie par :

$$ns = n Q^{1/2} H^{-3/4}$$

n = vitesse de rotation en tr/mn

Q = débit de la pompe en m^3/s

H = hauteur totale d'élévation par étage en m

Par ailleurs, le rendement global de la pompe dépend fortement des pertes volumétriques, donc des jeux radiaux aux labyrinthes de roues, aux bagues entre étages et au tambour d'équilibrage. L'influence de ces jeux est représentée sur la figure 2. L'augmentation des jeux va évidemment dans le sens d'une plus grande fiabilité de la machine en réduisant les risques de contact entre rotor et stator pendant les marches en vaporisation.

Figure 2 — Tranche 700 MW thermique. Groupe alimentaire. Pompe alimentaire principale. Influence du jeu e sur le rendement volumétrique η_v .

On a donc été amené à rechercher un compromis entre un rendement aussi satisfaisant que possible et une fiabilité accrue.

Problèmes liés à la cavitation

Nous ne considérerons ici que la cavitation en régime normal de fonctionnement, en dehors de tout régime transitoire de dépressurisation ou de surdébit.

Nous avons dit que le $NPSH$ nécessaire au bon fonctionnement de la pompe alimentaire est assuré par la pompe nourricière. On a toutefois intérêt à limiter la hauteur faite par cette dernière, pour des raisons d'encombrement, de difficulté de réalisation et de coût. Le $NPSH$ disponible doit donc se trouver limité à une juste valeur requise pour éliminer tout risque d'érosion.

La détermination du $NPSH$ requis pour éviter toute érosion à l'entrée de la première roue nécessite, entre autres, la connaissance

- de l'aspect et de l'extension des figures de cavitation à l'entrée des aubes de la roue pour les différents points de fonctionnement rencontrés,
- de la vitesse relative d'écoulement W/a à l'entrée des aubes de la roue,
- des gradients de pression dans les canaux de la roue

Dans le cas présent, l'étude des figures de cavitation a été effectuée grâce à des essais de visualisation menés sur un modèle réduit comportant une cellule à un étage. Cette cellule était munie d'un hublot en plexiglas monté dans le coude d'aspiration face à l'œilard de la roue ; ce dispositif permettait d'observer la cavitation sur la face en dépression des aubes. La roue était également munie d'un flasque avant en plexiglas qui permettait la visualisation de la face en pression des aubes grâce à un second hublot placé sur le corps de pompe.

Ces essais ont permis d'établir dans le plan débit- $NPSH$ un réseau de courbes correspondant à divers

développements de la cavitation comme indiqué sur la figure 3. Pour un débit donné, on peut caractériser l'évolution de la cavitation par différentes valeurs du $NPSH$ correspondant à l'apparition d'un phénomène détectable. On distingue notamment les valeurs caractéristiques suivantes du $NPSH$.

- $(NPSH)f$: valeur du $NPSH$ correspondant à l'apparition d'une figure de cavitation de dimensions significatives à l'entrée des aubes de la roue.
- $(NPSH)f'$: valeur du $NPSH$ correspondant à un développement et un aspect des figures de cavitation tels que des risques d'érosion puissent être à craindre si les conditions locales de vitesse et de pression s'avèrent suffisamment défavorables.
- $(NPSH)d$: valeur du $NPSH$ correspondant à un début d'altération de la caractéristique débit-hauteur.
- $(NPSH)m$: valeur du $NPSH$ correspondant à un développement et un aspect des figures de cavitation tels que les risques de cavitation puissent être considérés comme maximaux à un débit donné. Cette valeur du $NPSH$ correspond à une énergie globale maximale libérée par l'implosion des bulles de cavitation ; elle est en général caractérisée par un maximum de bruit émis par l'écoulement cavitant.
- $(NPSH)c$: valeur du $NPSH$ correspondant à une chute de 3 % de la hauteur totale d'élévation du premier étage.

On peut constater sur la figure 3 que les risques d'érosion sont en principe totalement éliminés si, pour une vitesse de rotation donnée, les points de fonctionnement de la pompe sont situés dans une plage de débit où se trouve vérifiée la relation :

$$(NPSH)_{\text{disponible}} > (NPSH)f'$$

Dans la pratique, on ne peut pas vérifier cette relation pour tous les points de fonctionnement et il convient alors d'estimer les risques d'érosion à l'aide de critères établis à partir d'expériences industrielles antérieures.

Si l'on considère des pompes de dimension et/ou de vitesse de rotation différentes dont l'oeillard est issu d'un même tracé hydraulique, et fonctionnant en des points homologues, les risques d'érosion relatifs à ces

Figure 3 — Détermination des $NPSH$ requis.

conditions de fonctionnement, croissent comme W_a^n , W_a représentant une vitesse relative de référence du liquide à l'entrée des aubes de la roue. L'exposant n est supérieur à 2 dans la plupart des cas rencontrés. Le $NPSH$ disponible nécessaire pour éliminer les risques d'érosion doit en principe suivre une loi similaire comme le montre le graphique de la figure 4.

Il convient de noter que le respect d'une valeur minimale du rapport $K = (NPSH)_{\text{disponible}} / (NPSH)c$ ne peut être une condition suffisamment générale pour assurer l'absence d'érosion. La valeur $K = 2$ à 2,5 proposée parfois dans la littérature ne nous paraît pas pouvoir être appliquée systématiquement à n'importe quel style de tracé, à n'importe quel point de fonctionnement ou à n'importe quelle valeur de la hauteur totale d'élévation par étage.

Figure 4 — Graphique $(NPSH)_{\text{disp}} = f\left(\frac{W a^2}{Zg}\right)$ au régime maximal permanent de fonctionnement, pour différentes pompes de postes d'eau ayant des oeillards homothétiques.

Fluctuations de pression dans la pompe

L'amplitude des fluctuations de pression dans la pompe croît rapidement avec les vitesses d'écoulement. Ces fluctuations ont deux origines essentielles : d'une part les décollements engendrés par l'écoulement, notamment dans les zones de fonctionnement éloignées du point d'adaptation, d'autre part l'interaction du sillage des aubes mobiles de la roue avec les ailettes fixes du diffuseur.

La première de ces causes est éliminée dans la mesure du possible par le choix de tracés hydrauliques tolérants.

La seconde de ces causes est localisée dans la région de l'entrefer roue-diffuseur. Les fluctuations ainsi engendrées dépendent de plusieurs paramètres et notamment

- de l'entrefer relatif D_3/D_2 qui doit être suffisant pour limiter l'intensité de telles fluctuations
- du rapport Z_R/Z_D entre le nombre Z_R d'aubes de la roue et Z_D d'ailettes du diffuseur
- de l'angle δ que fait l'arête de sortie des aubes de la roue avec les flasques.

On s'est efforcé, à l'aide d'essais et de mesures effectués sur modèle réduit, à établir l'analyse harmonique du spectre acoustique émis à la sortie de la roue. L'expérience montre qu'un choix judicieux des paramètres cités plus haut permet en général d'atténuer suffisamment l'amplitude des harmoniques supérieurs à l'ordre 3 par rapport à la fréquence fondamentale $nZ_R/60$.

L'amplitude et la fréquence prévisionnelles des sollicitations hydrauliques sont ensuite prises en compte dans l'étude des phénomènes de résonance des flasques et des aubes de roue ou de diffuseur.

Poussées hydrauliques

Une détermination aussi précise que possible de la poussée axiale s'avère essentielle pour dimensionner les organes d'équilibrage : tambour et butée. La valeur des différentes poussées hydrauliques élémentaires a été déterminée en s'appuyant sur des résultats de mesures effectuées sur modèle réduit.

L'exploitation d'un modèle réduit complet à trois étages a permis, d'une part d'effectuer des mesures de poussée globale, et d'autre part de relever différentes pressions intermédiaires pour cerner le mieux possible l'influence des divers jeux axiaux et radiaux.

L'utilisation d'un tel modèle réduit a permis en particulier de mettre en évidence des différences de pression à la sortie de la roue entre le flasque côté aspiration et le flasque côté refoulement à divers régimes. La comparaison de la poussée globale mesurée aux valeurs calculées a également montré l'importance que jouent les fuites centripètes ou centrifuges dans les espaces latéraux des roues, pour le calcul des gradients de pression le long des flasques de roue. Les essais sur modèle réduit ont enfin permis de s'assurer qu'en aucun cas les fonctionnements à faible débit ne risquaient d'engendrer des instabilités mécaniques provoquées par des fluctuations de poussée axiale.

Conception mécanique

Généralités sur la conception mécanique

Comme pour les réalisations précédentes, on a adopté des solutions mécaniques assurant au maximum l'isothermie et la stabilité mécanique du rotor.

Les paliers sont du type à patins oscillants hydrodynamiques (Fig. 5).

Une symétrie axiale du rotor aussi poussée que possible a été recherchée, notamment en ce qui concerne les portées des roues sur l'arbre et le mode de réalisation de celui-ci : traitement de stabilisation en position verticale avant usinage et ensuite au four tournant. Le comportement du mobile complet monté dans ses paliers a été testé en rotation dans un caisson sous vide.

La symétrie axiale des parties actives du stator a été assurée de façon classique par un montage en "barell", en les faisant baigner de façon isotherme dans l'eau en mouvement contenue dans le corps de pompe.

L'utilisation de garnitures mécaniques pour les étanchéités de sorties d'arbre permet de conserver cette isothermie à l'arrêt en évitant toute pénétration d'eau froide.

Ces garnitures mécaniques assurent leur propre circulation de refroidissement au travers d'échangeurs extérieurs. Elles sont contenues dans des chambres formant écran thermique refroidies elles-mêmes par circulation externe.

La détermination des vitesses critiques du mobile complet est tout d'abord faite par calcul. Les valeurs calculées sont ensuite comparées systématiquement à celles mesurées lors des essais en rotation en caisson sous vide. On tient compte en outre du déplacement et de l'étalement des pics de résonance pour la machine tournant dans l'eau, les valeurs réelles étant ensuite mesurées en centrale.

Le dimensionnement et la réalisation mécanique des roues et des diffuseurs font intervenir le calcul des contraintes ainsi que les phénomènes de résonance des flas-

Figure 5

ques et des aubes. Une collaboration étroite avec les aciéristes a été assurée pour les contrôles métallurgiques de ces pièces. Ces contrôles revêtent une grande importance avec des matériaux tels que les aciers à 13 % de chrome et dans le cas de moulages en céramique.

Conception mécanique propre aux pompes alimentaires du palier 700 MW

Nous avons vu plus haut que cette nouvelle génération a été marquée par deux options importantes. De ces deux options découlent des particularités dans la conception mécanique.

Nous avons déjà signalé la nécessité de réaliser un rotor rigide hypocritique.

Pour permettre la rotation en vaporisation, il a fallu de plus abandonner l'équilibrage axial par plateau. L'essentiel de l'équilibrage des poussées axiales est assuré par un tambour, le complément étant absorbé par une butée à patins à double effet alimentée par circulation d'huile contrôlée. Nous avons déjà précisé plus haut comment étaient définis les éléments de base servant au dimensionnement du tambour et de la butée.

Afin de diminuer les risques de contact lors de la marche en vaporisation, compte tenu d'une augmentation des vibrations dans ce cas, il a fallu augmenter de façon importante tous les jeux radiaux, notamment aux labyrinthes d'étanchéité des roues. Nous avons vu

également qu'une telle disposition allait dans le sens d'un rendement global diminué.

L'accroissement du diamètre d'arbre et de la hauteur totale d'élévation a conduit à une augmentation de la vitesse périphérique et de la pression de fonctionnement des garnitures mécaniques. Un banc d'essais de garnitures mécaniques construit par Electricité de France a permis de procéder à des essais d'endurance dans des conditions aussi voisines que possible de celles pouvant survenir lors du fonctionnement des pompes en centrale. Dans ce but, on a fait subir aux garnitures des vibrations des déplacements longitudinaux figurant les dilatations différentielles, des vaporisations en amont de l'écran thermique. (Fig. 6 et 7)

Pour vérifier la validité de toutes ces dispositions, des essais en centrale en phase vapeur ont été programmés et l'enregistrement de nombreux paramètres a été prévu.

Enfin, le désir d'effectuer rapidement le remplacement de la cartouche interne de la pompe, a conduit à une conception spéciale du fond de corps de pompe. L'ensemble des parties actives, paliers et demi-manchon d'accouplement compris, peut être retiré d'un seul tenant au travers du "barell". Un jeu de vis permet de rendre le fond d'aspiration solidaire du tout. Le boulonnage du fond principal a été supprimé et remplacé par un montage autoclave (Fig. 8 et 9).

Les Figures 10 et 11 représentent l'ensemble turbo-pompe vu du côté pompe nourricière et du côté pompe principale.

Figure 6 — Schéma du banc d'essais de garnitures mécaniques.

Figure 7 — Détail d'une garniture mécanique pour pompe alimentaire (Palier 700 MW)

Figure 8

Figure 9

Figure 10

Figure 11

Conclusion

Les premières tranches du palier 700 MW ont été mises en route au début de l'année 1977. L'exploitation des groupes alimentaires a jusqu'ici donné bonne satisfaction. Les essais en centrale de marche en vaporisation ont confirmé la validité de l'ensemble des dispositions

prises pour assurer une fiabilité maximale à ces machines.

Une conception d'ensemble identique à celle des pompes alimentaires du palier 700 MW a été retenue dans divers projets ultérieurs et notamment pour le palier nucléaire 1 200 MW de Super Phenix. Dans ce dernier cas, l'étude comparative faite sur la base des caractéristiques hydrauliques demandées, a conduit à une solution à quatre étages.

Discussion

Président : M. M. BANAL

M. le Président remercie M. CANAVELIS et M. GILMER de leur exposé bien illustré et fort documenté. Il ouvre, ensuite, la discussion :

M. GUITON souligne que les garnitures mécaniques, très généralement adoptées aujourd'hui pour les pompes alimentaires de grande puissance ont soulevé, il y a quelques années, bien des réticences et des controverses. Dès le début de leurs études sur ce type de machine, les spécialistes de Bergeron S.A. et de la Société Rateau ont pensé que ce type de garniture offrait une solution logique pour maintenir l'isothermie du corps de pompe à l'arrêt ; mais ils ont dû convaincre bien des détracteurs, et pousser à certains perfectionnements les spécialistes américains. Pendant des années, dit-il, nous avons étudié pour les nouvelles Centrales, des solutions de secours destinées à remplacer les garnitures mécaniques en cas de défaillance de celles-ci ; en fait, ces solutions de secours n'ont jamais servi.

M. BRAZZINI voudrait savoir si les Constructeurs estiment que les "nouvelles pompes" sont plus difficiles à vendre à l'exportation que les anciennes.

Du point de vue de la concurrence internationale, répond M. GILMER, cette nouvelle machine ne nous met nullement en difficulté. Je ne pense pas, qu'à l'heure actuelle, il existe une

machine beaucoup plus poussée si l'on excepte la pompe de la centrale de Tilbury en Angleterre, qui n'a pas été rééditée (ce qui prouve qu'il ne faut pas aller trop loin. . .)

Le compromis entre le rendement et la fiabilité que nos pompes ont tenté de réaliser peut parfois nous gêner à l'exportation car leur rendement est de 3 à 4 points inférieur à celui d'une pompe à équilibrage automatique. Dans de tels cas, il semble judicieux de présenter deux solutions : l'ancienne, qui a bien fonctionné mais qui présente plus de risque et la nouvelle, plus robuste et plus fiable.

L'origine de l'augmentation du prix des "nouvelles pompes" réside, essentiellement, dans les exigences d'Electricité de France en matière de spécifications et de contrôle des matériaux. Il n'est pas toujours indispensable de "reconduire" à l'exportation les clauses correspondantes car elles engendrent un "surcoût". Peut-être doit-on considérer ce dernier comme une sorte d'assurance compensant les dépenses qu'entraînera pour l'exploitant la défaillance en service d'une roue mal contrôlée ?

On pourrait discuter sans fin sur le contrôle de la qualité et un certain formalisme. . . conclut M. le Président, qui clôt la discussion en remerciant tous ceux qui ont contribué à l'animer.

Abstract

Multi-stage feed pumps for above 700 MW

Introduction

Electricité de France have always attached considerable importance to improving power plant equipment efficiency, as a result of which full-discharge feed pump outputs have shown a spectacular increase over the last ten years (see Table 1). With a view to further improvement of the availability of such equipment, EDF have now set themselves the two following additional standards :

- a) Feed pumps must be able to operate for one minute under vaporizing conditions.
- b) Internal pump assemblies must be designed for rapid replacement, i.e. in a few hours.

General feed pump design features

Basic features

Each output range is catered for by a single full-discharge feed pump set comprising the pump and its turbine drive, reduction gear and auxiliary feed pump on a common shaft assembly.

Number of stages

The one-minute vaporization requirement implies a rigid shaft, and therefore, no more than three stages, not exceeding 650 m.

Hydraulic design

Hydraulic characteristics

Discharge/head curve

Pump geometry must be designed for a stable, continuous downward discharge/head characteristic.

Efficiency

Since efficiency falls off with specific speed, excessive stage heads are undesirable. Efficiency also decreases if radial clearances are widened with a view to minimal risk of rotor/stator contact under vaporizing conditions (see Fig. 2).

Cavitation problems

The risk of erosion can be eliminated by determining the critical NPSH by visual observation of cavitation figures on a scale model. There is no general relationship between "industrial" (NPSH)_c and critical erosion (NPSH)_{f'} (see Figs. 3 and 4).

Fluctuating pressure

Clearance geometry between the impeller and diffuser requires very careful determination to reduce pressure fluctuations to a minimum, especially at low discharge.

Hydraulic thrust

Calculated data have been checked by model tests and corrected to allow for such factors as the effect of leakage or various radial and axial clearances, etc.

Mechanical design

General

Even temperature distribution and mechanical stability of the impeller are most important design requirements. The active pump components are designed as a barrel assembly with mechanical shaft seals and hydrodynamic bearings with pivoting segments (see Fig. 5).

Special features of pumps for above 700 MW

Sub-critical rigid impeller assembly.

Axial balance ensured by a barrel assembly and double-acting segment thrust bearing.

Mechanical seals tested on a special EDF-designed rig (see Figs. 6 and 7).

Special self-sealing boltless head cover fitting arrangement, allowing rapid dismantling of the internal pump component assembly (see Figs. 8 and 9).

Conclusion

The first pumps of this type were commissioned at the beginning of 1977. They have successfully passed one-minute vaporizing tests on site and proved satisfactory in subsequent service.