Turbines-pompes de hautes chutes

Pierre Boussuges, Lucien Megnint et Henri Amblard

Société NEYRPIC - Grenoble

Le stockage d'énergie au moyen de solutions hydrauliques a pris dans le monde un essor important.

Les équipements utilisant les très hautes chutes présentent un attrait particulier. Primitivement équipées avec des groupes ternaïres, les hautes chutes que nous allons envisager, c'est-à-dire, celles supérieures à 500 m sont de plus en plus étudiées avec des turbines-pompes réversibles.

Nous trouvons actuellement trois solutions en compétition :

- les turbines-pompes mono-étages dont les chutes maximum sont plafonnées à 600/700 m

- les turbines-pompes multi-étages à ailettes fixes,
- les turbines-pompes bi-étages à distributeurs mobiles.

Nous allons passer successivement en revue les principaux problèmes posés par ces trois types de machine.

Turbines-pompes mono-étage (Fig. 1)

Depuis 1970, la place occupée par ces machines est déjà très importante, leur nombre en exploitation et en projet correspond, en effet, à une cinquantaine. Elles se

Figure 1 – Tajo de la Encantada (125 500 Ch)

présentent essentiellement comme une extrapolation des turbines-pompes de chute moyenne, et posent un certain nombre de problèmes principaux, dont la difficulté croît avec la chute.

Problèmes hydrauliques

Cavitation en pompe

C'est évidemment le fonctionnement en pompe qui conditionne le problème de cavitation des turbines-pompes.

La figure 2 montre la répartition des pressions du côté déprimé d'un même profil équipant respectivement une turbine et une pompe.

On constate l'importance de la dépression à l'entrée de l'aube qui joue pour le fonctionnement en pompe un rôle dominant, alors que pour la turbine cette dépression est masquée par la valeur de la pression moyenne, encore importante à cet endroit.

Cette pointe de dépression génératrice de cavitation pour la pompe est évidemment d'autant plus importante que la chute est élevée.

Pour les très hautes chutes, deux aspects particulièrement délicats concernent la cavitation :

- Le premier est lié à la grande sensibilité du phénomène relativement à la forme de l'arête d'entrée, à l'ouïe ;
- Le deuxième est lié à l'intensité d'usure qui est fonction de la vitesse d'écoulement.

L'influence de la forme du bord d'attaque des profils sur le niveau du minimum de la courbe de pression est

Figure 2 — n_q 34 (chute 400 m). Courbe des pressions minimales sur l'aubage d'une roue de pompe et d'une roue de turbine.

Figure 3

mise en évidence sur la figure 3. On y remarque le résultat d'un écart de forme du bord d'entrée relativement faible mais qui conduirait pour une machine fonctionnant sous 600 m à une différence de calage de 7 m environ.

Pour comprendre le problème de l'intensité d'usure à la cavitation pour des turbines-pompes fonctionnant sous diverses chutes, il est nécessaire de considérer en fonction du débit la courbe de la charge nette à l'aspiration Hna correspondant, soit à un critère d'altération des courbes caractéristiques $H(Q)$ à vitesse de rotation constante $(Hna)_c$ soit à l'apparition des premières figures de cavitation $(Hna)_f$. Ces courbes sont tracées sur la figure 4 en fonction du débit. Le point O correspond à un débit pour lequel l'angle d'incidence à l'entrée des aubes est nul. En ce point, les courbes $(Hna)_f$ et $(Hna)_c$ sont très voisines.

La branche I correspond à une incidence négative (cavitation sur la face avant de l'aube normalement en pression).

Figure 4

Figure 5

La branche II correspond à une incidence positive (cavitation sur la face arrière de l'aube, normalement en dépression).

La branche III a trait à une modification de l'écoulement méridien engendrant un débit vers l'entrée de la roue à la ceinture (prérotation induite). Elle sort de la zone d'utilisation de la machine.

Sur la figure 4 nous avons également tracé la parabole (H_{na} disponible) en fonction du débit, compte tenu des pertes de charge à l'aspiration, le niveau de la retenue inférieure est supposé constant.

Le fonctionnement entre les points M et N est considéré comme étant sans cavitation.

Ajoutons que, pour une même pénétration NN' ou MM' dans la zone des figures de cavitation f, le fonctionnement prolongé en N' est plus gênant que celui en M' . En effet, d'une part, le gradient de recompression, générateur de risques d'érosion y est plus grand puisque la cavitation se fait dans le canal déjà en pression, alors qu'elle se fait avant celui-ci en M' ; d'autre part, la facilité de remédier à cette érosion par rechargement est plus grande en M' qu'en N' .

On sait aussi que la vitesse d'érosion est pratiquement proportionnelle à la puissance 5 de la vitesse relative W .

Comme W est évidemment lié à la chute, on voit tout de suite l'importance que présente cette érosion pour les très hautes chutes. On se rend compte de la difficulté que pose la cavitation pour ce type d'installation, et de la nécessité absolue de réaliser des formes d'entrée des aubes avec une grande précision; d'où un certain nombre de problèmes pour la réalisation industrielle.

Choix de la vitesse spécifique

La figure 6 donne l'évolution générale des vitesses spécifiques des turbines-pompes en fonction de la hauteur de refoulement.

Pour les très hautes chutes, il paraît logique d'envisager l'extrapolation de la courbe. Par exemple, pour une chute de 800 m, il semblerait que l'on puisse utiliser une roue de vitesse spécifique inférieure à 25. Mais ce type

Figure 6 – Turbine-Pompe.

Fonctionnement en pompe. Vitesse spécifique (nq) en fonction de la hauteur de chute

de machine, très fortement centrifuge, présente quelques inconvénients :

- pertes par frottements "disques", très importantes (voir la courbe n° 7 donnant les rendements maximum en fonction de la vitesse spécifique),
- difficultés de réalisation des roues, pour lesquelles la trop faible hauteur interdit presque tout accès pour le contrôle ou le meulage.

Si l'on essaye d'augmenter cette vitesse spécifique pour améliorer les rendements et faciliter la construction, nous nous heurtons à d'autres difficultés :

- vitesses d'écoulement trop importantes dans les conduits roue et volute,
- vitesses de rotation de la machine trop grandes par rapport à la puissance, les constructeurs électriciens risquant de ne pouvoir réfrigérer facilement leurs alternateurs.

Fluctuations de pression et de vitesse importantes lors des régimes transitoires

Ce problème faisant l'objet d'une autre communication ne sera pas abordé ici. Signalons simplement les résultats constatés sur les mono-étages de chute moyenne lors des phénomènes transitoires et en particulier, à l'emballement turbine :

- fluctuations de pression en différents points de la turbine-pompe, surtout dans l'entrefer : roue-distributeur,
- fluctuations de couple sur les directrices,
- poussée radiale et poussée axiale et leurs fluctuations.

Tous ces phénomènes vont se manifester avec plus d'ampleur sous les hautes chutes.

Problèmes mécaniques

Fréquences propres des directrices

L'expérience de Revin nous a montré la nécessité de réaliser des directrices dont les fréquences propres restent toujours supérieures au 2^e harmonique $3n Z_R/60$ des fréquences d'excitation hydraulique, n étant la vitesse de rotation de la turbine-pompe en tours/minute, Z_R le nombre d'aubes de la roue.

Compte tenu des régimes transitoires, un élément essentiel à noter est la valeur des masses ajoutées de l'eau qui varie d'ailleurs avec les ouvertures du distributeur.

Il en résulte que les diamètres des tourillons des directrices doivent croître avec les vitesses de rotation de la turbine-pompe donc avec la chute.

De plus, la longueur des tourillons des directrices conditionnées par l'épaisseur du flasque devient très importante, car le flasque supporte des charges élevées. Aussi malgré la faible hauteur du profil des directrices, les fréquences propres de torsion restent faibles et pour les porter à la valeur désirée, il est nécessaire d'augmenter encore le diamètre du tourillon. La figure 8 montre les proportions comparées des deux types de directrices des turbines-pompes de vitesse spécifique 28 et 50.

Figure 8 — Proportions comparées des directrices en fonction des hauteurs de chute.

Les roues — Nécessité de réaliser des formes d'aubage très précises

Pour les turbines classiques, l'ajustement de la puissance industrielle se fait en prévoyant une surouverture du distributeur.

Pour les turbines-pompes, il n'y a aucun organe de réglage permettant d'ajuster la hauteur réellement engendrée par la roue lors de son fonctionnement en pompe. D'autre part, l'angle de sortie en pompes des aubes exige une bonne précision, un écart d'angle de 1° pouvant conduire à une variation de la caractéristique $H(Q)$ d'environ 3%. Nous avons déjà indiqué que pour des raisons de cavitation la forme de l'arête d'entrée en pompe devait être réalisée le plus soigneusement possible.

Ces divers problèmes se posent évidemment pour les pompes industrielles courantes, mais comme elles sont en général de dimensions moyennes, les constructeurs de pompe prévoient des roues de diamètre extérieur légèrement plus grandes, se réservant ainsi la possibilité de retoucher celui-ci par usinage ou par affûtage de l'extrémité des aubes suivant les résultats d'essais obtenus sur le site. De toute manière, pour réduire cet aléa, ils

prévoient une marge suffisante sur la puissance du moteur d'entraînement.

Pour les turbines-pompes, on ne peut retenir un tel procédé à cause de leurs grandes dimensions.

En outre, un excès de hauteur (H) ou de puissance (P) peut être beaucoup plus gênant. Tous ces facteurs concourent à la nécessité d'exiger, pour les turbines-pompes des tolérances de fabrication plus strictes que pour les turbines.

Les canaux des roues de turbines-pompes de hautes chutes ont des formes plus longues et sont moins accessibles que ceux des autres types de machine. Les difficultés d'exécution chez l'aciériste sont plus grandes. Il faut éviter en particulier les déformations des noyaux qui peuvent se produire au cours de la coulée. Le contrôle de ces noyaux et du remoulage doit être très soigné.

Une fois la roue coulée et ébauchée, des relevés systématiques doivent être faits afin de vérifier que les grandeurs géométriques (angles, dimensions, épaisseur) sont bien dans les limites de tolérance acceptables.

Il faut, bien entendu, prévoir les surépaisseurs de fonderie pour remédier par usinage ou meulage aux écarts laissés par ces tolérances.

En résumé, les difficultés de fonderie déjà importantes pour les turbines-pompes de chute moyenne s'amplifient pour les turbines-pompes de haute chute.

On pourrait envisager des roues dont les aubes en acier moulé ou en tôle matricée seraient construites de façon séparée. Ces aubes seraient ensuite soudées sur la ceinture et le plafond en acier moulé. Cependant la forme des aubes et l'étroitesse des canaux rendent une telle solution très difficile car, pour qu'il y ait possibilité de soudage, les aubes devraient être souvent fabriquées en plusieurs parties : d'où complication d'exécution.

La difficulté de réalisation des roues de haute chute est un facteur important qui fixe en partie la limite inférieure des vitesses spécifiques (n_q) pour une chute donnée, question évoquée ci-dessus.

Signalons enfin le problème de la tenue des aubages de roues de très haute chute (solicitations lors du passage à l'emballement turbine).

Ce rapide aperçu montre la complexité des difficultés rencontrées dans la fabrication des turbines-pompes de haute chute et que devra résoudre le constructeur pour assurer une bonne fiabilité du matériel.

Les turbines-pompes multicellulaires à ailettes fixes

La réalisation typique de cette solution est l'aménagement de La Coche situé en France (Usine de Sainte-Hélène).

Caractéristiques de l'aménagement :

- puissance maximale installée : 320 MW
- hauteur de chute moyenne : 916 m

Les caractéristiques des groupes sont les suivantes :

- turbine : puissance : 79,5 MW sous 930 m
- pompe : débit de $8,50 \text{ m}^3/\text{s}$ sous 890 m
- n : 600 tr/mn dans les 2 sens

Figure 9 — Sainte Hélène (Neyrpic-Creusot-Loire).

- 5 étages
- ϕ roue max. : 1,915 m
- ϕ robinet sphérique : 1 m

La coupe n° 9 montre la disposition des roues sur l'arbre, la position des canaux de retour et le montage des diffuseurs-distributeurs qui sont fixes dans cette conception.

La figure 10 montre des roues en montage.

La figure 11 est la photo d'une des turbines-pompes de La Coche montée en ateliers. Extérieurement la turbine-pompe ressemble à une pompe centrifuge multicellulaire. Cependant son tracé hydraulique en diffère pour les raisons suivantes :

1 — Réalisation de la puissance en turbine 79,5 MW sans qu'il soit possible, comme dans les turbines-pompes classiques, de pouvoir adapter exactement cette puissance par l'ouverture réglable du distributeur. Dans le cas précis de La Coche, le diffuseur qui fixe le débit des turbines a été réalisé en acier inoxydable dont les formes sont soigneusement contrôlées en atelier.

2 — Obtention d'une puissance réduite pour le démarrage en pompe, la roue barbotant dans l'eau. Dans les pompes ordinaires mono-étages, le démarrage des machines se fait avec la roue dénoyée tournant dans l'air afin de limiter la puissance de démarrage et d'éviter la

Figure 10

Figure 11

surcharge du moteur. Ici, un tel démarrage n'a pas été retenu. Pour simplifier le fonctionnement il a été décidé de démarrer les roues noyées ; il en résulte une puissance relativement forte qu'il faut ramener à une valeur minimum par le tracé adéquat des diffuseurs et des roues.

Cette solution de démarrage utilisée à La Coche n'est évidemment pas la seule possible. En vue d'autres installations, nous avons étudié et mis au point un procédé de démarrage dans l'air comme pour les turbines-pompes mono-étagées.

Ce dispositif demande pour l'alternateur-moteur des puissances de démarrage moins élevées.

3 — Réalisation d'une puissance maximale en pompe avec une tolérance réduite.

4 — Démarrage des groupes en turbine sous le contrôle des robinets sphériques ou plus exactement d'un système de by-pass conçu pour dissiper l'énergie du jet dans la conduite. Ce type de démarrage fait en partie l'originalité des groupes de La Coche.

Le démarrage de la turbine et son couplage par ouverture partielle des robinets ne pouvait être retenue ici par suite des vitesses trop importantes de l'eau lors de l'ouverture de l'obturateur ($V = 133 \text{ m/s}$). Une telle solution avait d'ailleurs été envisagée par d'autres constructeurs à l'extérieur de la France et avait donné lieu à de très fortes vibrations.

Dans ce cas, ces constructeurs ont résolu le problème en plaçant le robinet à une très grande distance de

Figure 12

l'entrée des machines, ce qui est souvent une sujétion pour le Génie Civil.

Nous avons envisagé nous-mêmes le démarrage des groupes en utilisant les by-pass ordinaires des robinets sphériques, mais il n'a pas été retenu car la dissipation de l'énergie du jet ne pouvait pas être obtenue facilement.

Nous avons préféré adopter la solution suivante : contrôler le débit de démarrage des roues en utilisant le joint d'étanchéité du robinet sphérique ce qui donne ainsi un jet annulaire stable dont la dissipation se fait dans la conduite sans risque de vibrations. Des essais sur modèle réduit ont permis la mise au point précise de la course du joint ainsi que de sa forme. Le fonctionnement de la machine lors des essais industriels s'est révélé sans problème (Fig. 12).

Lorsque le réglage de puissance des groupes de très haute chute se pose, il devient nécessaire de revenir à des distributeurs réglables et nous allons présenter une solution actuellement en étude : les turbines-pompes bi-étages à distributeurs réglables.

Solution à deux étages de distributeur mobile

Cette solution présente un certain nombre d'avantages :

Gain de puissance par rapport aux turbines-pompes multicellulaires à ailettes fixes. L'ouverture optimale de fonctionnement en pompe d'une turbine-pompe est évidemment inférieure à l'ouverture de pleine puissance en turbine.

Dans une turbine-pompe multicellulaire à diffuseur fixe, l'ouverture retenue correspond généralement au rendement optimum en pompe.

La puissance en turbine est donc limitée : inconvénient qui n'existe évidemment pas pour les turbines-pompes bi-étages à distributeurs réglables.

Le gain de puissance est de l'ordre de 15 %.

Modulation de puissance

Cette modulation est évidemment intéressante pour des turbines de très grande puissance et permet, en particulier, d'améliorer l'exploitation du réseau.

Démarrage en pompe facile

Si l'on fait un démarrage roue noyée, distributeurs fermés, la puissance absorbée au démarrage est de l'ordre de 25 % de la puissance maximale du fonctionnement en pompe, alors que dans le cas d'un distributeur fixe elle atteint 55 % de la puissance maximale en fonctionnement en pompe.

Dans le cas d'un démarrage roues dénoyées, les distributeurs étant fermés permettent de réduire le volume dénoyé. Il en résulte également un gain de temps appréciable pour le démarrage.

Hauteur d'aspiration plus faible

Pour une solution turbine-pompe mono-étage de vitesse spécifique 25 sous la chute de 800 mètres, la hauteur d'aspiration nécessaire pour éviter la cavitation est d'environ - 45 mètres.

Avec une solution bi-étage à distributeurs réglables de vitesse spécifique 35 pour une chute de 800 m, l'enfoncement correspondant serait de - 30 m environ.

Par rapport à une solution à un seul étage, la limitation de chute par étage dans le cas de la turbine-pompe bi-étage à distributeurs mobiles conduit à un choix de vitesse spécifique mieux adapté. Une vitesse de rotation du groupe plus faible peut conduire à un alternateur plus économique à la réfrigération plus facile.

La figure 13 montre le projet d'une turbine-pompe bi-étage de 300 MW sous 900 m

- le démontage des roues des distributeurs s'effectue par la partie inférieure, ce qui entraîne une conception plus complexe des parties internes de la machine qui doivent être démontables. Cette solution a été retenue car le démontage du deuxième étage par la partie supérieure de la machine nécessiterait le démontage du stator de l'alternateur, son diamètre d'alésage n'étant pas suffisant ;
 - la volute étudiée dans ce projet est une bache à double coque, ce qui permet une réduction sensible de la longueur des avant-directrices et un gain de poids de l'avant-distributeur ; on peut utiliser des tôles plus minces de l'ordre de 66 mm d'épaisseur rendant plus facile la soudure des viroles sur le site.
- Signalons qu'une telle disposition de bache a déjà été réalisée par notre société pour la turbine Francis de Brommat (240 MW, $H = 255$ m, $n = 250$ tr/mn) ;
- la ligne d'arbre comporte 4 paliers, deux pour la turbine-pompe et deux pour l'alternateur.

Figure 13

La détermination des poussées axiales nécessitera sur le modèle réduit de nombreuses mesures de pression de part et d'autre des roues et pour tous les régimes de fonctionnement ;

- l'avant-projet des distributeurs a été étudié en considérant que ceux-ci assurent une fermeture complète. Dans ces conditions, les 2 distributeurs doivent être calculés sous la chute maximale (ainsi que les pièces constituant le canal de retour), car n'est pas exclu le cas où le distributeur du premier étage étant fermé, une ou plusieurs directrices du deuxième étage sont partiellement ouvertes par suite de coincement de corps étrangers.

L'étude complémentaire que nous poursuivons actuellement porte sur les points suivants :

- détermination de l'effort de manœuvre qui découle de l'étude des régimes transitoires,
- le dimensionnement de l'ensemble du vannage,
- l'incidence d'une désynchronisation éventuelle des distributeurs sur le comportement des groupes,
- l'étude de la séquence du dénoyage et renoyage de la machine lors du démarrage en pompe.

Il reste possible d'envisager l'utilisation d'un distributeur à débattement angulaire limité permettant le réglage de la puissance de la turbine entre la pleine charge et une charge partielle assez importante. Dans ce cas l'étude des organes de vannage pourrait se simplifier notablement.

En contrepartie, les démarrages en turbine et en pompe devraient s'effectuer avec l'organe de garde comme dans le cas de La Coche.

Pour les démarrages en pompe, il serait nécessaire de

noyer la machine jusqu'à l'organe de garde ce qui conduirait à une augmentation sensible des accumulateurs de dénoyage.

Conclusion

La turbine-pompe bi-étage à distributeurs mobiles peut apporter une solution originale au problème posé par l'équipement des très hautes chutes. Ce type de machine sera sans doute limité aux chutes inférieures à 1 000 m.

Après avoir fait évoluer progressivement les dimensions sous des hauteurs de chutes croissantes nécessaires à la mise au point de cette nouvelle technique, on pourra probablement envisager l'équipement de puissances unitaires importantes de l'ordre de 600 à 800 MW.

Il est évident que les très hautes chutes présentent un grand intérêt pour l'accumulation d'énergie : des solutions avec chutes artificielles (utilisation d'anciennes mines de charbon, par exemple) ont même été envisagées dans différents pays.

Les diverses sortes de turbines-pompes destinées à ces équipements soulèvent un certain nombre de problèmes dont les difficultés croissent avec les chutes et les dimensions des machines.

Il est facile d'imaginer l'ampleur des moyens à mettre en œuvre, l'importance des études et des essais à entreprendre pour aboutir à la réalisation de machines dont la fiabilité soit comparable à celle des turbines classiques.

Discussion

Président : M. H. de MAUBLANC

M. le Président remercie M. BOUSSUGES pour sa communication sur un sujet de grande actualité.

Electricité de France, dit-il, est intéressée par les pompes à double étage réglables par des directrices disposées sur chacun des deux étages. Mais, pour l'instant, elle se borne à envisager une première expérience en installant, à bref délai, sous une chute de 450 mètres une pompe de ce type d'une puissance de 35 à 40 Mégawatts. M. BOUSSUGES a insisté dans sa communication sur la nécessité d'une liaison étroite entre le Constructeur de la pompe d'une part, et celui de l'alternateur d'autre part. Peut-il préciser, ici, son point de vue sur ce sujet.

Par rapport à la pompe monoétage, répond M. BOUSSUGES, la machine à deux étages et à double réglage présente les avantages suivants :

- 1 — Réduction de la vitesse de rotation à puissance égale,
- 2 — Augmentation de 15 % de la puissance par rapport à une machine à distributeur fixe,
- 3 — Amélioration du rendement et des conditions de calage du groupe.

La réduction de la vitesse permet, semble-t-il, d'employer un alternateur plus économique mais j'aimerais connaître l'opinion des spécialistes sur ce point.

M. GUILHOT (E.D.F., R.E.A.L. Chambéry) apporte, à ce sujet, les informations suivantes :

Electricité de France, par souci de fiabilité et de simplicité d'exploitation, a admis de conserver le plus longtemps possible la réfrigération par l'air pour les alternateurs hydrauliques. Mais conscients de l'intérêt pour de hautes chutes et de fortes puissances de pouvoir augmenter la vitesse des machines, nous venons de lancer une étude :

- pour connaître la limite de faisabilité des alternateurs refroidis à l'air ;
- pour définir le gain obtenu par refroidissement à l'eau du stator ;
- pour définir ce même gain par refroidissement à l'eau du stator et du rotor.

Les résultats de cette étude devraient être disponibles dans un an ou un an et demi environ.

Sur la demande d'un auditeur qui revient sur le problème des "moyens de réglage" du réseau français dans l'avenir, M. DUMAINE (E.D.F., Equipement) donne les précisions ci-après :

En dehors des moyens hydrauliques existants et en l'absence de participation du nucléaire au réglage dans un proche avenir,

le seul moyen de trouver de la puissance réglante est d'en prélever sur du "thermique" existant, à raison de $\pm 10\%$ de bande réglante par rapport à la puissance sollicitée dans les groupes thermiques.

Mais cette participation a pour conséquence de réduire les possibilités du parc de 10% de la puissance de l'ensemble des unités thermiques affectées à l'accroissement de la bande réglante. Il faut compenser cette perte par la mise en service de moyens équivalents — des turbines à gaz, par exemple —. Ceci donne une idée de la valeur qu'on peut attribuer à la possibilité de "régler" en hydraulique : 1 kW réglant d'hydraulique économise le coût d' 1 kW de moyens équivalents, compensant la réduction de 10% de la puissance du thermique.

Naturellement, les groupes des usines de pompage ne sont pas aptes à faire du réglage en "Heures creuses" et la difficulté du problème du réglage se place précisément en "Heures creuses".

M. CAZENAVE pose, alors, la question suivante :

Pour mesurer l'effort de recherche nécessaire à la mise au point de solutions élégantes, pourrait-on préciser l'époque à partir de laquelle se posera ce problème du réglage du réseau pendant la phase d'alimentation des grosses centrales de pompage non réglables ?

Le problème est pratiquement déjà posé, répond M. le Président, mais il aura sa plus grande acuité dans les 6 ou 7 ans prochains.

Un échange de vue auquel participent M. MEGNINT, M. LACOSTE et M. PLICHON s'instaure sur ce problème

de la puissance réglante du réseau français dans la situation actuelle et dans le proche avenir.

M. LACOSTE (E.D.F., Service de la Production hydraulique), précise :

Ce besoin de puissance réglante qui existera surtout en période de déversés nucléaires d'heures creuses a incité les Services des Mouvements d'Energie à nous demander d'envisager de faire du réglage à l'aide des centrales tournant au fil de l'eau. Ce serait évidemment possible si on consent à déverser une partie du débit, ce qui n'est pas absurde dans l'hypothèse d'une puissance nucléaire surabondante, en heures creuses.

Il est souhaitable, comme le disait M. de MAUBLANC, que nos collègues de l'Équipement Nucléaire parviennent à moduler la puissance des réacteurs de façon à pouvoir participer au réglage.

Pour M. PLICHON, si l'on veut faire fonctionner "en réglage" une "usine de lac" équipée pour une "utilisation de 2 000 heures", elle devra tourner 4 000 heures par an, c'est-à-dire que sa puissance moyenne annuelle sera de l'ordre de la moitié de sa puissance maximale (puissance installée). Ainsi, le fonctionnement en réglage conduit à modifier sensiblement le mode d'exploitation normal de ces usines en les utilisant en dehors des heures de pointe d'hiver.

D'autre part, M. PLICHON observe que les groupes pompes-turbines à 2 étages réglables exigent un enfoncement supérieur à celui requis par les groupes de même puissance, non réglables, possédant un nombre d'étages plus élevé, ce qui peut entraîner un supplément d'investissement en génie civil.

Abstract

Pump-turbines operating under high head

Hydraulic energy-storage methods have been gaining world-wide popularity, especially plant operating under very high head (formerly equipped with ternary units), which is showing increasing promise.

The growing tendency today is to equip this type of plant with reversible pump-turbines for operation under more than 500 m head, as considered in this report. Present possibilities are as follows:

- a) Single-stage pump-turbines for up to 600-700 m head,
- b) Multi-stage pump-turbines with fixed guide-vanes,
- c) Two-stage pump-turbines with adjustable guide-vanes.

Essential problems associated with each above alternative are discussed in this report.

1. Single-stage pump-turbines (Fig. 1)

These are an "extrapolation" of medium-head pump-turbines. Associated problems become more difficult with increasing head.

1.1. "Hydraulic" problems

First among these is cavitation during pump operation. Relative flow velocity to the bladings is considerable under high head. To ensure acceptable cavitation conditions, therefore, blade leading edges require careful designing by a method based on calculated flow data. Prototype design must be sufficiently accurate to reflect the characteristics determined on the scale model and ensure the absence of local cavitation-generating faults and associated high erosion velocities, i.e. proportional to the fifth power of flow velocity.

Choice of specific speed is critical. If this speed is very low, optimal turbine and pump efficiencies will be affected by high runner disc losses. Too high a specific speed will cause excessive flow velocity in the machine and, for cooling reasons, may result in a prototype machine speed at which the motor-generator cannot operate economically.

Pressure, guide-vane torque and runner thrust fluctuations at transient conditions after disconnection of the machine during turbine or pump operation have a more pronounced effect under high head.

1.2. Mechanical design requirements

Guide-vane stem diameter and length requirements increase with head. Figure 8 compares the proportions of different guide-vane types for specific speeds of 28 and 50. This is a further essential factor in pump-turbine design.

Pump-turbines operating under high head require long, comparatively inaccessible inter-blade channels. In addition to complicating manufacture of very accurate blading geometries, this may set a definite bottom limit for the lower specific speed range under a given head.

2. Multi-stage pump-turbines with fixed guide-vanes

The units at Electricité de France's Saint-Hélène power station in the La Coche scheme are a typical example of this design.

Leading particulars of the scheme:

Peak installed output : 320 MW
Average head : 916 m

Leading particulars of the power units:

Individual output	: 79,5 MW under 930 m (turbine operation)
Individual discharge	: 8,50 m ³ /s under 890 m (pump operation)
Speed	: 600 rpm
Number of stages	: 5
Max. runner diameter	: 1.915 m
Spherical valve diameter	: 1 m

The cross-section in Figure 9 shows how the runner is fitted to the shaft, return channel positions and the fixed guide-vane assembly layout. Figure 10 shows runners during assembly to the shaft. The machine in Fig. 11 resembles a multi-stage centrifugal pump, except for the following distinct features:

- a) It can operate as a turbine at a fixed output of 79,5 MW (no adjustable components)
- b) As a pump, it can start up at reduced power with the runner "churning".
- c) Peak pump output is obtainable between close limits.
- d) Turbine start-ups are controlled by spherical valves, or more exactly, by a system designed to dissipate the jet energy in the pipe. This starting-up system is an original feature of the La Coche power units (Fig. 12).

Runner starting-up flow rate during turbine operation is controlled by the spherical valve seal, the final design of which was established by scale model tests aimed at obtaining a stable annular jet dissipating its energy inside the pipe without causing vibration.

The effectiveness of this method has been fully confirmed by industrial operating experience. Adjustable guide-vanes, however, are necessary for power-governed operation under very high head. A two-stage pump-turbine design with adjustable guide-vanes now at the design stage is discussed in the next section of the report.

3. Two-stage design with adjustable guide-vanes

This design offers the following advantages:

- a) 15 % more output than multi-stage pumps with fixed guide-vanes
- b) Power modulation
- c) Easy pump start-ups (with guide-vanes closed)

Fig. 12 shows a design of this type for a machine to produce 300 MW under 900 m head.

Conclusion

Two-stage pump-turbines with adjustable guide-vanes appear to be an original solution for the problem of equipment operating under very high head. The upper head limit for this type of design will probably be 1 000 m.

A very high head is obviously an attractive proposition for energy accumulation applications. Some countries have even envisaged producing such heads by artificial means, e.g. using abandoned collieries.

Design problems for this type of equipment become increasingly complicated at greater head. This of course reflects on the manufacturer, who must have correspondingly substantial facilities available to be able to produce suitable equipment.