
Incertitudes à prendre en compte sur les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ à débit partiel des pompes et de pompes-turbines

*Uncertainties to be taken into account on $H(Q)$
and $P(Q)$ curves of partial flow pumps and pump turbines*

J. P. Clément et H. Quesnon

Framatome Courbevoie

J. M. Deplanque

Electricité de France, SEPTEN Paris-La Défense

J. F. Lapray

Bergeron S.A. Paris

R. Philibert

Neyrpic Grenoble

Introduction

Les courbes caractéristiques des machines hydrauliques, obtenues lors des essais de réception, peuvent présenter des écarts plus ou moins importants par rapport aux garanties prévisionnelles définies au moment du projet. Les contrats prévoient trois types de garanties :

- garanties relatives au point nominal ;
- garanties relatives aux débits partiels et à débit nul ;
- garanties relatives aux surdébits.

Les garanties relatives au point nominal sont prioritaires, et si la machine est en dehors des tolérances admises, il est nécessaire de la modifier. Mais il ne faut pas que ces modifications entraînent un non-respect des autres clauses.

Les courbes caractéristiques définies lors du projet sont presque toujours établies à partir d'essai sur modèle réduit ou modèle grandeur à vitesse réduite ou à pleine vitesse suivant les cas. Les différences entre ces caractéristiques et celles de la machine industrielle peuvent provenir de trois causes essentielles :

- écarts géométriques connus ou non entre modèle et machine industrielle ;
- incertitudes relatives aux mesures des grandeurs relevées sur le modèle et la machine industrielle ;
- incertitudes sur les effets d'échelles hydrauliques provenant des écarts de similitude des écoulements entre modèle et machine industrielle.

Ces incertitudes et ces écarts, lorsqu'ils vont tous dans le même sens, peuvent conduire à des courbes caractéristiques hors contrat.

Pour faire rentrer une machine donnée dans ses garanties, la seule possibilité est d'en modifier la géométrie. C'est pourquoi, l'influence des écarts géométriques sur la totalité des courbes caractéristiques est

l'objet principal de l'étude entreprise lors d'un article précédent [1] et continuée dans la présente communication.

Rappelons qu'au voisinage du rendement optimal les paramètres principaux qui influent sensiblement sur les courbes caractéristiques sont :

- D_2 le diamètres extérieur de la roue ;
- β_2 l'angle de sortie des aubages ;
- l'épaisseur et le nombre des aubes ;
- l'angle et la forme de la languette de volute ou des ailettes du diffuseur ;
- la section de la volute.

Ces paramètres conservent une influence importante pour la zone des débits partiels. Mais l'expérience montre que des écarts, sans influence sur le point nominal, peuvent entraîner des différences importantes sur les caractéristiques aux débits partiels.

Citons entre autres :

- écart de géométrie à l'aspiration (pointe de roue, etc.) ;
- forme de l'entrefer (distance entre flasques, entre aubes de roue et languette de volute, forme des chambres latérales, etc.) ;
- fuites au labyrinthe ceinture ;
- présence de trous d'équilibrage ;
- forme d'entrée des aubes de la roue ;
- etc.

Comme on le sait, la complexité des écoulements aux débits partiels et la difficulté de prise en compte de tous les paramètres géométriques ne permettent pas aujourd'hui la prédétermination théorique ou autre des caractéristiques dans la zone des débits partiels⁽¹⁾. Dans cette zone là, il subsiste toujours des écarts entre les

(1) Pour l'instant, il semble que le seul renseignement qu'il est peut-être possible de tirer des calculs théoriques est le débit critiques de recirculation qui fixe la limite des débits partiels.

caractéristiques que l'on supposerait devoir être identiques a priori. Dans ce qui suit, nous allons montrer, à l'aide d'exemples concrets⁽²⁾ l'importance et l'origine des écarts ainsi que leurs conséquences pratiques sur la tenue des garanties.

Incertitudes dues aux écarts géométriques des conduits hydrauliques (pièces d'aspiration, roue, diffuseur, corps de pompe)

Comme indiqué précédemment, il peut arriver que les marges prises par le constructeur pour assurer "à coup sûr", le respect du point nominal de la turbomachine se cumulent avec l'influence des petits écarts géométriques. Dans certains cas, on peut dépasser des valeurs limites (comme la puissance absorbée par le moteur d'entraînement), il faut alors procéder à des modifications géométriques sur les roues (rognage, affûtage, etc.) modifications qui peuvent avoir, le cas échéant, des influences très importantes sur les caractéristiques à débit partiel, comme l'indiquent les exemples suivants :

Influence du rognage sur les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ d'une pompe

La figure 1 montre différentes courbes caractéristiques d'une pompe alimentaire du type multicellulaire à 4 étages :

- 1) représente les courbes caractéristiques établies lors du projet et garanties. Ces courbes sont tirées d'essai de cellules semblables qui possèdent une courbe caractéristique continuellement descendante.
- 2) représente les courbes caractéristiques de la pompe grandeur obtenue au moment des essais de réception.

La pompe est surpuissante pour deux raisons :

– Les marges prises sur le diamètre D_2 pour tenir compte des dispersions de fabrication ;

– Les écarts géométriques défavorables dus au procédé de fonderie (angle de sortie plus grand de 1° et largeur de sortie plus importante). Les roues possèdent ainsi des canaux plus divergents que la pompe modèle, ce qui explique en grande partie la "retombée" de la courbe caractéristique à petit débit. Néanmoins, compte tenu du mode d'entraînement particulier de cette pompe (coupleur hydraulique) les courbes (2) permettaient un fonctionnement industriel satisfaisant. Un rognage moins important que d'autres précédemment réalisés était cependant indispensable compte-tenu de la puissance garantie et des possibilités du moteur d'entraînement.

3) Les courbes caractéristiques après rognage des roues montrent une aggravation imprévue des contre-pentes de la courbe $H(Q)$, ainsi qu'une très importante discontinuité de la courbe $P(Q)$ à débit partiel, rendant impossible le fonctionnement des deux pompes en parallèle.

(2) Ces exemples ont été fournis par les constructeurs participant au Groupe de Travail N° 1 et dont les noms suivent :

Bergeron S.A.,	(Paris) ;
CCM Sulzer	(Mantes) ;
Jeumont-Schneider	(Puteaux) ;
Neypic	(Grenoblé).

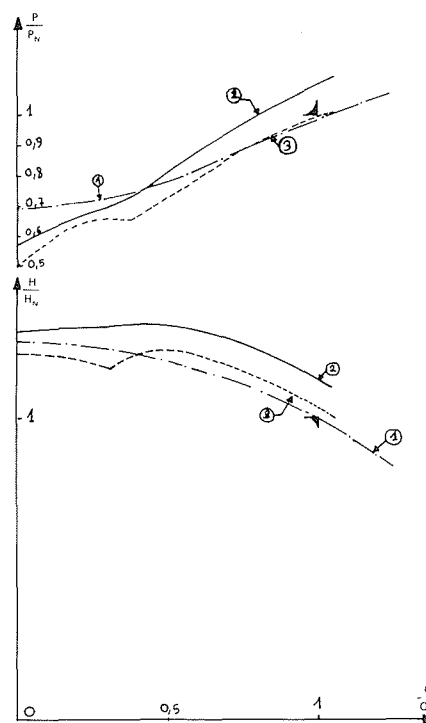


Figure 1 – Courbes caractéristiques d'une pompe alimentaire du type multicellulaire à 4 étages :

1. centre garantie ;
2. roues $D_2 = 365$ mm, $Z_R = 5$ aubes ;
3. roues $D_2 = 356$ mm.

Les défauts dus à la trop grande divergence des canaux se sont trouvés amplifiés par leur raccourcissement. D'autres roues ont dû être coulées.

Comparaison des courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ d'une même pompe avec et sans affûtage à l'entrée

Cet affûtage, réalisé suivant le croquis de la figure 2 est rendu nécessaire pour l'obtention d'une valeur de NPSH garantie en surdébit. Les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ ont été modifiées de façon très sensible. Cet essai a été effectué sur une pompe centrifuge monocellulaire de vitesse spécifique $n_s \# 60$ possédant une roue à 6 aubes.

Influence du tracé des aubages du diffuseur

La figure 3 montre les courbes caractéristiques adimensionnelles d'une machine de vitesse spécifique voisine de 30 avec deux tracés différents pour les aubes du diffuseur, toutes les autres conditions d'essais (géométriques et physiques) étant semblables.

L'écart qu'on peut noter au nominal sur les courbes $H(Q)$ provient de la différence des rendements. Mais les courbes caractéristiques $P(Q)$ sont confondues en ce point. Par contre aux débits partiels on constate que les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ diffèrent sensiblement.

Incertitudes dues à la conception mécanique

Dans certains cas, il arrive que les aléas affectent certains paramètres liés à la conception mécanique de

la pompe. Les deux exemples ci-dessous illustrent bien les influences de ces écarts d'origine mécanique sur les courbes caractéristiques.

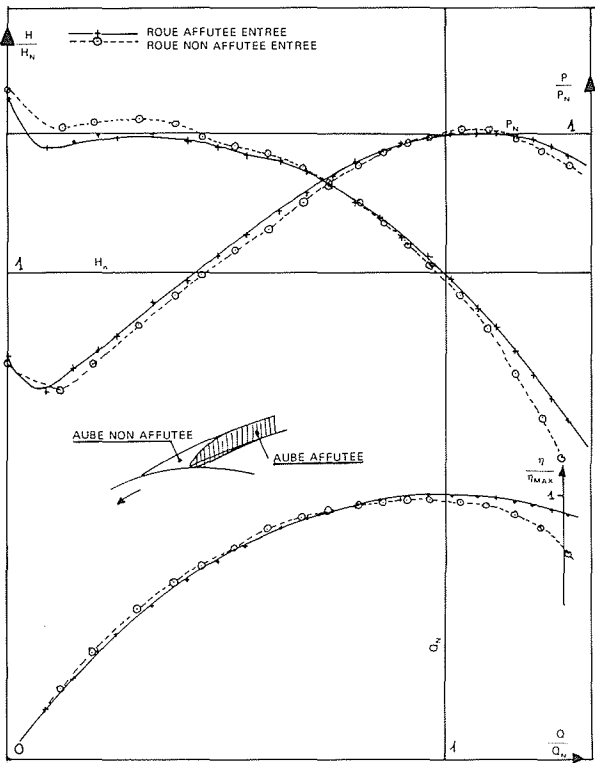


Figure 2 – Comparaison des courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ d'une même pompe avec et sans affûtage à l'entrée :
 - + - roue affûtée à l'entrée ;
 - - - o - - - roue non affûtée à l'entrée.

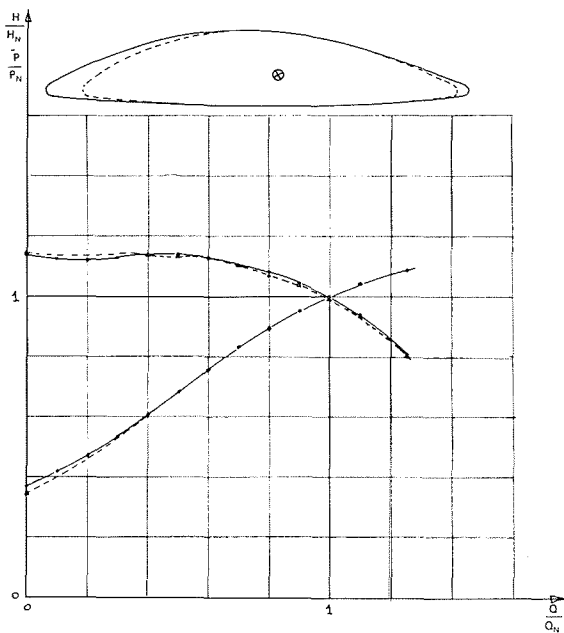


Figure 3 – Courbes caractéristiques adimensionnelles d'une machine de vitesse spécifique voisine de 30 avec deux tracés différents pour les aubes du diffuseur.

Comparaison des courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ d'une même pompe en fonction du diamètre des trous d'équilibrage

Ces essais ont été effectués sur un modèle réduit de réacteur PWR du type hélico-centrifuge à volute et diffuseur de vitesse spécifique n_s # 110. L'essai a consisté à faire varier le diamètre des trous d'équilibrage aux fins de régler la valeur de la poussée axiale s'exerçant sur le rotor. La figure 4 montre les diverses courbes caractéristiques $H(Q)$ et $P(Q)$. A débit nul, les écarts mesurés sur les valeurs extrêmes représentent une variation de l'ordre de 3 % sur la hauteur et de 9 % sur la puissance.

A débit nul, le débit qui traverse la roue est égal au débit de fuite, comme celui-ci est lié au diamètre des trous d'équilibrage, ce paramètre prend une importance très grande à débit partiel en ce qui concerne les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$.

La poussée axiale résultante est bien évidemment directement liée à ce paramètre, quels que soient les débits.

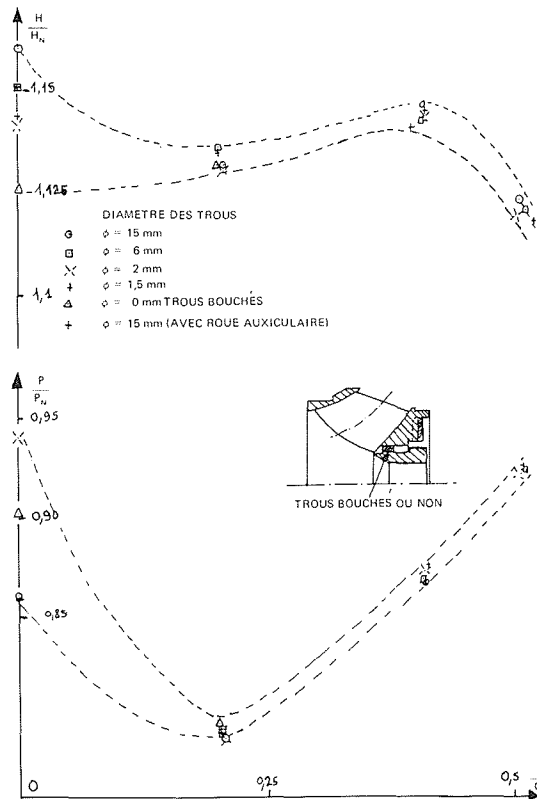


Figure 4 – Comparaison des courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ d'une même pompe en fonction du diamètre des trous d'équilibrage en vue du réglage de la valeur de la poussée axiale sur le rotor. Diamètre des trous

- o $\phi = 15$ mm ; + $\phi = 1,5$ mm ;
- $\phi = 6$ mm ; Δ $\phi = 0$ (trous bouchés) ;
- x $\phi = 2$ mm ; + $\phi = 15$ mm (avec roue auxiliaire).

Influence de l'alignement de la roue avec le diffuseur

L'alignement (ou le désalignement) des flasques de la roue et du diffuseur est un paramètre bien connu qui influe sur le comportement des pompes à débit partiel. La figure 5 montre des résultats récents obtenus sur

une pompe de vitesse spécifique voisine de 35. La largeur du diffuseur était d'environ trois pour cent supérieur à la largeur de la roue.

Des essais ont été réalisés dans trois positions différentes :

- roue centrée sur diffuseur ;
- ceinture de roue alignée avec flasque inférieur du diffuseur ;
- plafond de roue alignée avec flasque supérieur du diffuseur.

Au débit nominal on ne constate aucun écart notable. Par contre, aux petits débits l'écart existe.

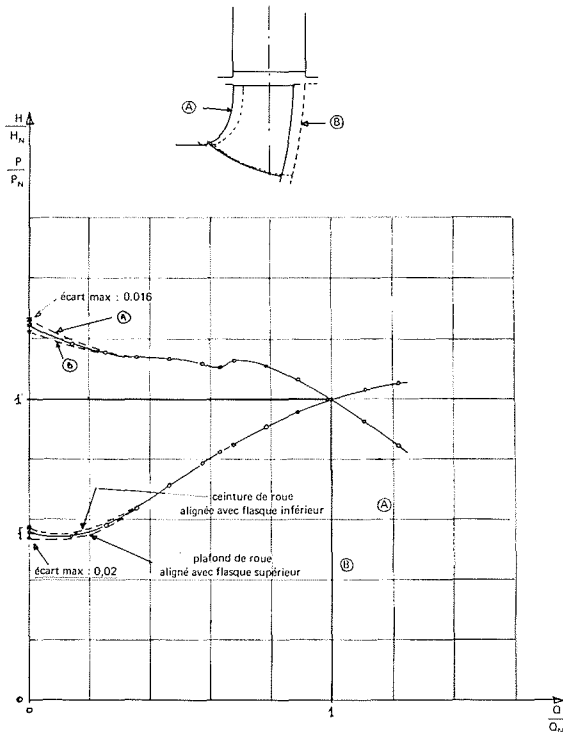


Figure 5 - Courbes montrant l'influence de l'alignement de la roue avec le diffuseur sur des pompes à débit partiel.

Incertitudes sur les courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ à débit partiel comme conséquence directe des écarts géométriques et/ou physiques (connus ou aléatoires)

Etude statistique portant sur les courbes caractéristiques de 10 pompes multicellulaires à 6 étages

Les roues sont réputées identiques et proviennent du même modèle, cependant elles n'ont pas été coulées en même temps, leur production s'étant étalées sur plusieurs mois. La figure 6 montre la dispersion due aux petits écarts fortuits de construction ainsi qu'aux incertitudes de mesure.

On constate une dispersion d'environ 7 % sur les hauteurs au point garanti Q_N et une dispersion de 13 % sur les hauteurs à débit nul. Pour la puissance, les dispersions sont respectivement de 7,5 et 30 %.

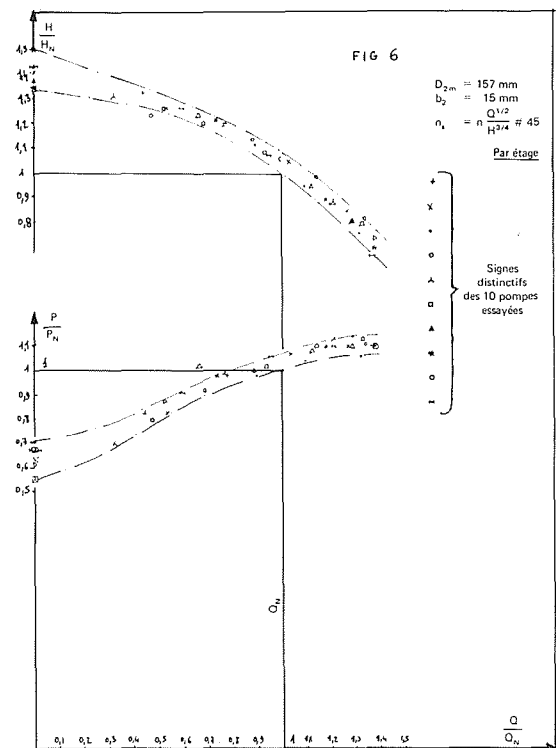


Figure 6 - Dispersion des courbes caractéristiques de dix pompes multicellulaires à 6 étages dues aux petits écarts fortuits de construction ainsi qu'aux incertitudes de mesure. Par étage : $D_{2m} = 157 \text{ mm} - b_2 = 15 \text{ mm}$

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \# 45$$

Incertitudes sur les mesures des caractéristiques dues aux fluctuations

La zone des débits partiels est une zone où les grandeurs à mesurer pour définir les caractéristiques hydrauliques présentent des fluctuations importantes. Une saisie instantanée des grandeurs peut conduire à des valeurs très différentes suivant le choix du moment de la mesure. C'est pourquoi les mesures se font en général par échantillonnage avec intervalle de temps constant entre chaque mesure. Un traitement statistique permet d'en extraire :

- la valeur moyenne ;
- l'écart quadratique moyen ;
- d'autres informations si nécessaires.

Les figures 7 et 8 donnent l'évolution des écarts quadratiques moyens des mesures de couple et hauteur dans le cas de deux vitesses spécifiques différentes. On constate que les écarts quadratiques croissent beaucoup dans la zone des petits débits.

Influence du NPSH et de la teneur en air

La figure 9 montre les courbes caractéristiques obtenues sous deux NPSH différents.

Beaucoup d'essais montrent l'influence sensible non seulement du NPSH mais aussi de la teneur en air sur les courbes à débit partiel. Ce phénomène est souvent à

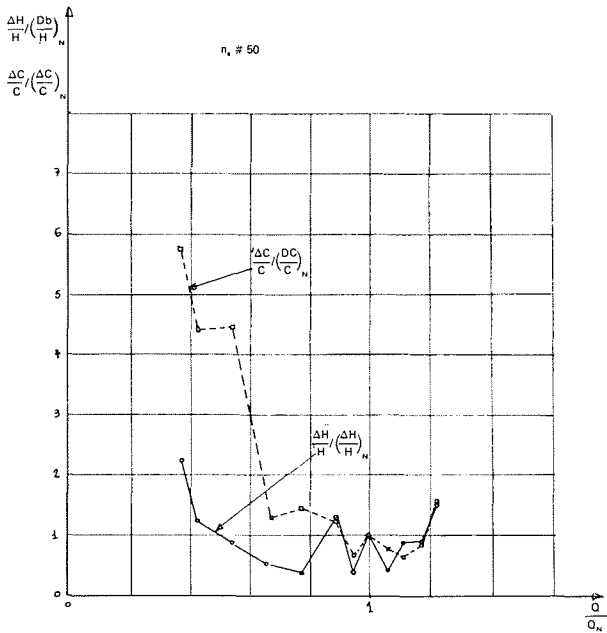


Figure 7 – Evolution des écarts quadratiques moyens des mesures de compte et de hauteur pour une vitesse spécifique n_s # 50.

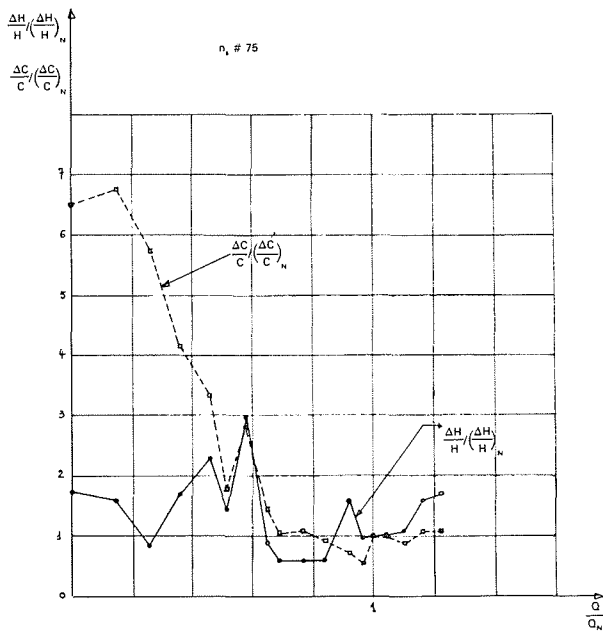


Figure 8 – Evolution des écarts quadratiques moyens des mesures (de compte et de hauteur) pour une vitesse spécifique n_s # 75.

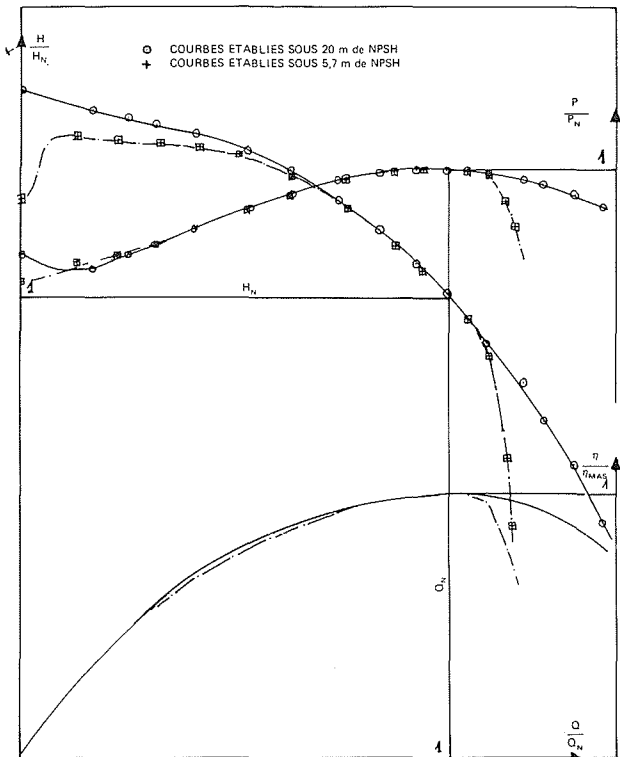


Figure 9 – Courbes caractéristiques obtenues sous deux NPSH différents :

- COURBES ÉTABLIES SOUS 20 m de NPSH
- + COURBES ÉTABLIES SOUS 5,7 m de NPSH

l'origine d'écart lorsque les essais de réception ne sont pas affectés sous le même NPSH et avec la même qualité d'eau que les essais du modèle.

Cas des turbines-pompes multi-étages

Le cas d'une turbine-pompe multi-étage est illustré sur la figure 10. On constate que des écarts notables existent entre les caractéristiques du modèle et celles de la machine industrielle.

Une étude détaillée et statistique sur la géométrie des roues a permis de montrer que la différence des points nominaux pouvait s'expliquer en majeure partie par la formules développées dans l'article

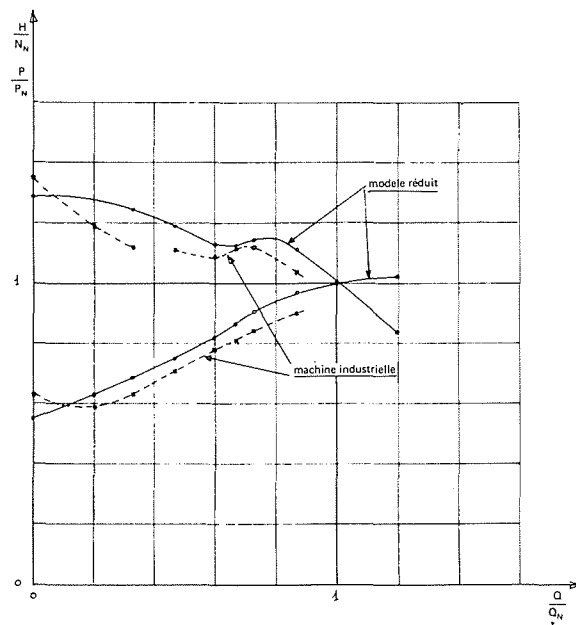


Figure 10 – Courbes montrant les écarts entre les caractéristiques du modèle et celles de la machine industrielle.

précédent [1]. Cependant, au voisinage du débit nul, les différences changent de signe et ne peuvent donc plus être expliquées par les mêmes paramètres. Pour l'instant aucune explication satisfaisante des écarts à débit nul n'a pu être formulée.

Points de vue sur les exigences et les contraintes de l'utilisateur, pour une centrale PWR

Préambule

Le degré de complexité, et la haute technologie d'une centrale nucléaire PWR, ainsi que les impératifs de sûreté liés à son fonctionnement, rendent absolument nécessaire l'étude préalable des différents systèmes et circuits de la centrale, ce qui amène à fixer avec précision les caractéristiques des pompes, et ceci au stade de l'avant-projet.

Lorsque l'on passe à la réalisation du projet, les caractéristiques prévisionnelles tirées des offres des constructeurs sont utilisées pour vérifier les performances et le comportement de la centrale en régime normal, en transitoire et en situation accidentelle, figeant d'une manière presque irréversible les dites caractéristiques.

Les délais courts impartis pour la réalisation des matériels, et la politique industrielle des utilisateurs ne permettent pas, bien souvent, la fabrication d'un modèle ou d'une machine prototype tête de série, avant le lancement effectif de la série complète en fabrication.

Enfin, l'importance du programme électronucléaire français, et son caractère de construction en série, interdisent toute idée d'individualisation du matériel, ou d'adaptation particulière en fonction des caractéristiques effectives mesurées sur chaque machine.

Toutes ces notions conduisent à imposer dans les contrats, un certain nombre de contraintes et de critères à respecter, pouvant paraître excessifs dans certains cas.

Afin d'illustrer ceci par un exemple, nous nous attacherons à démontrer et à préciser les justifications du dimensionnement des groupes d'injection de sécurité, dans la zone des débits partiels, en distinguant les impositions "Fonctionnelles Circuit" des impositions "Matériels".

Impositions "Fonctionnelles Circuit"

Les paramètres de circuit : configuration, dimensionnement et fonctionnement, définissent les caractéristiques attendues des pompes. Ces exigences peuvent être :

- imposition d'une hauteur maximale, à ne pas dépasser pour de très faibles débits ;
- imposition d'une hauteur minimale, à respecter, pour ces très faibles débits ;
- fonctionnement en parallèle, sans instabilité ;
- limitation de la dispersion maximale admissible, à faible débit.

Imposition d'une hauteur maximale

Un cas général de limitation de la hauteur maximale, à vanne fermée, est la condition de non-dépassement

des pressions de calcul dans les circuits, les échangeurs et la robinetterie. Pour des raisons d'investissement essentiellement, les marges généralement adoptées entre le timbre des installations et la pression maximale en service ne permettent pas une dérive importante des caractéristiques de la pompe par rapport aux valeurs prévisionnelles.

D'autre part, pour les centrales 1 300 MW, la hauteur maximale, à débit minimal, des pompes ISMP, doit être telle qu'une pompe d'injection de sécurité, fonctionnant en survitesse (50,5 Hz) ne puisse débiter dans le circuit primaire en cas de démarrage intempestif de ces pompes.

Imposition d'une hauteur minimale

Dans certains cas, il est également nécessaire d'imposer une hauteur minimale à respecter, pour de très faibles débits, soit pour des raisons fonctionnelles, soit en association avec la hauteur maximale pour borner les dispersions de caractéristiques (Equilibrage de circuit).

Pour les pompes ISMP, la limite basse est fixée par la pression de début d'injection. Cela signifie que la hauteur minimale à assurer est imposée de manière à connaître, à l'aide des études d'accident, à partir de quelle contrepression primaire après l'accident, une pompe ayant la caractéristique la plus basse pourra injecter dans le circuit primaire.

Il est évident qu'indépendamment du problème de fonctionnement en parallèle, qui sera évoqué ci-après, on a intérêt à injecter dans le primaire, aussitôt que possible après l'accident, c'est-à-dire à contrepression primaire aussi haute que possible, ce qui conduit donc à demander un écart "hauteur maxi - hauteur mini" aussi réduit que possible.

Dans la pratique, et pour le programme 1 300 MW actuel la tolérance acceptée par rapport à la caractéristique moyenne est de $\pm 6\%$ à débit partiel.

Fonctionnement en parallèle de deux (ou plusieurs) pompes sur un même circuit

Cette disposition est parfois adoptée pour des raisons de simplification de circuit ou des raisons de sûreté (pompe en secours).

Parmi les conséquences de cette disposition, dans la zone des débits réduits, on peut noter les problèmes suivants :

- stabilité de fonctionnement ;
- dispersion entre courbe minimale et courbe maximale ;
- principe d'installation de ligne de recirculation à débit minimal.

L'imposition de stabilité de fonctionnement de deux pompes en parallèle résulte de la nécessité d'éviter les pulsations ou oscillations de pression.

La dispersion admissible entre la courbe minimale et la courbe maximale doit être limitée à une valeur qui est souhaitée aussi faible que possible. Plus particulièrement par exemple, dans le cas des pompes ISMP ou ISBP, dont la zone de fonctionnement possible commence à partir du débit minimal de recirculation (de l'ordre de 10 %), et où la pente des courbes caractéristiques est généralement faible, toute dispersion impor-

tante peut entraîner un déséquilibre en débit et générer des discontinuités de fonctionnement lors de l'arrêt d'une pompe ou du balancement d'une pompe à l'autre.

Un autre inconvénient d'une trop grande dispersion est le fonctionnement à débit rigoureusement nul d'une pompe, lorsqu'elle est "étouffée" par l'autre débitant en parallèle, dans le cas où les lignes de recirculation ne sont pas existantes ou disponibles.

La prévention des risques précédents implique, de généraliser pour la réalisation, la mise en place d'une ligne de recirculation de débit minimal. Cette ligne est individuelle et son fonctionnement doit être si possible permanent quel que soit le cas de marche.

Conclusion

Le dimensionnement des circuits et systèmes est établi à partir de certaines hypothèses de fonctionnement limites et de codes de calcul très complexes et très contraignants.

Le volume de calculs à reprendre, la mise à jour de tous les documents correspondants, les implications et modifications sur les paramètres de fonctionnement et éventuellement sur les autres matériels, rendent impossible voire irréalisable, toute idée de reprise des études, à partir de la connaissance effective des performances réelles des machines si ces performances diffèrent des valeurs théoriques.

Toutes ces considérations n'autorisent finalement que très peu de latitude dans l'acceptation du matériel, vis-à-vis des écarts éventuels entre prévision et réalisation.

Impositions "Matériel"

Le souci d'obtenir une caractéristique hydraulique aussi proche que possible des valeurs théoriques prévisionnelles, et une dispersion hydraulique faible entre les pompes, s'oppose à la nécessité d'obtenir, pour un même palier, des séries de pompes identiques excluant toute individualisation des mobiles ou des pièces hydrauliques.

A titre d'exemple, pour le programme 900 MW français, il existe 84 pompes ISHP identiques.

Identité des machines

Cette situation conduit à associer et à rendre compatible "l'identité hydraulique" et "l'identité mécanique":

– identité hydraulique signifie que deux pompes ont même caractéristique, et sont donc rigoureusement interchangeables du point de vue du circuit, sans *aucun réglage complémentaire de ces mêmes circuits*. En pratique, la limite de l'identité hydraulique correspond à la dispersion acceptable ;

– identité mécanique signifie que chaque pièce de chaque pompe est interchangeable avec la pièce homologue des pompes de même type fabriquées par le fournisseur.

L'identité mécanique entre pièces doit s'étendre aux sous-ensembles et à celle des pompes. En pratique, les seules dérogations admissibles concernent les opérations de retouche ou de réglage effectuées en cours de montage.

Conséquences de l'identité des matériels

Il est clair, pour l'utilisateur, que les conséquences directes des impositions d'identité hydraulique et mécanique des matériels impliquent une adaptation des moyens de fabrication, de contrôle et d'essai, introduisant des méthodes plus précises, plus rigoureuses et plus systématiques.

On peut citer par exemple :

- méthode de précision pour l'élaboration des pièces de fonderie ;
- utilisation systématique de gabarits pour l'usinage et le contrôle des parties hydrauliques (entrées et sorties d'aube) ;
- contrôle précis, complet et systématique des pièces hydrauliques principales, avec respect impératif des tolérances ;
- utilisation de moyen d'essai en plateforme bien adapté (précision des appareils de mesure) ;
- essais impératifs et systématiques des mobiles de rechange.

Dans l'objectif de permettre autant que possible, une fabrication industrielle des pompes sans contraintes excessives, une étude est actuellement en cours à EDF et Framatome, afin de définir pour les programmes futurs, des tolérances et incertitudes réalistes tant pour les utilisateurs que pour les constructeurs.

Conclusions

La définition des machines hydrauliques à débit partiel, résulte d'un ensemble de paramètres à la fois "fonctionnels" et "matériels" débouchant sur des critères d'acceptation contraignants.

A notre avis, ces critères ne sont cependant ni excessifs ni trop contraignants et devraient pouvoir être satisfaits par les constructeurs.

Nous voudrions enfin souligner que le domaine des débits partiels ne représente qu'un aspect de la question, les problèmes et les difficultés les plus importants que l'on rencontre actuellement se situent dans la zone des forts débits ($1.5Q_N$ et au-delà).

Conclusion générale

Entre les contraintes d'utilisation qui imposent une dispersion aussi faible que possible des courbes caractéristiques à débit partiel et les contraintes de réalisation qui sont à l'origine des écarts et des dispersions il y a toujours un compromis qui passe, entre autres, par les points suivants :

- *Pour le constructeur* : Au stade des offres : proposer dans la mesure du possible des hydrauliques connues ; au stade de la construction : réduire les dispersions de fabrication en améliorant les procédés de construction des machines ce qui nécessite un contrôle rigoureux, donc coûteux, de toutes les pièces hydrauliques. Ceci doit aller de pair avec un important effort de recherche et de développement permettant de mieux comprendre le fonctionnement des machines à débit partiel.

– *Pour l'utilisateur* : Imposer au contrat des tolérances réalistes, sur les valeurs garanties compte tenu du type de machine.

Limiter les garanties aux seuls paramètres véritablement essentiels pour la bonne marche des installations.

Cela nécessite, plus que jamais, une concertation constante, dès l'avant-projet, entre constructeur et utilisateur.

Bibliographie

- [1] Perturbations apportées aux caractéristiques de fonctionnement des turbomachines hydrauliques par des écarts de similitude géométrique.
La Houille Blanche n° 1/2-1980, Comportement Dynamique des Turbo-machines Hydrauliques, Pages 105 à 114.

Discussion

Président : R. BRAZZINI

La discussion est centrée sur les problèmes contractuels et les difficultés rencontrées par les constructeurs pour satisfaire aux spécifications imposées par les maîtres d'œuvre des centrales nucléaires.

M. GILMER fait observer que dans le cas des pompes de sauvegarde des réacteurs PWR, c'est le point situé au débit maximal qui est le plus difficile à satisfaire compte tenu des contraintes existant sur le NPSH, la hauteur et la puissance maximale à très faible débit.

A la suite des interventions de MM. ANDRE, SCHIAVELLO et JAQUET, M. GUESNON précise que le problème a été résolu sur le palier 900 MW de façon à pouvoir obtenir tous les points de fonctionnements, mais sur le palier 1 300 MW cela s'est fait au détriment de l'interchangeabilité. Il ajoute que pour les pompes ISMP du palier 1 300 MW, le fonctionnement à faible débit (0,15 à 0,20 Q_N) est transitoire et que les tolérances vibratoires sont plus élevées qu'au point nominal. Par ailleurs, il est exclu d'utiliser des organes actifs dans les circuits de sauvegarde pour maintenir un débit plus élevé dans les pompes.

M. CANAVELIS signale qu'il serait bon de ne pas trop contraindre le constructeur sur P_{MAX} au nominal si on veut lui laisser suffisamment de marge de manoeuvre pour affiner les autres problèmes. De plus, les fluctuations sont parfois telles à débit partiel qu'il est difficile de savoir quelle est la courbe représentative à l'intérieur de la bande de fluctuations.

M. BONNAFOUX regrette qu'il y ait bien souvent confusion dans les contrats entre les incertitudes de mesure qui sont du domaine des codes d'essai et les tolérances contractuelles qui dépendent entre autres des besoins de l'utilisateur mais ont aussi un aspect commercial.

A la demande de M. BORCIANI, MM. LETUMIER et LAPRAY expliquent la dispersion des caractéristiques présentées à la figure 6. Les roues qui sont de petite taille proviennent d'un modèle unique et d'une même fonderie. Mais elles sont simplement usinées à un même diamètre de sortie sans contrôle des angles.

M. DEPLANQUE ajoute qu'il faudra envisager d'employer dans certains cas des procédés de fonderie de précision pour réduire cette dispersion.

Abstract

Uncertainties to be taken into account on H(Q) and P(Q) curves of partial flow pumps and pump turbines

At partial flow, the characteristic curves of pumps and pump turbines can differ substantially from the forecast curves drawn up using a model (scale-model or other). The differences between these characteristics curves and those of the industrial machine are :

- geometrical differences between the model and the industrial machine;
- uncertainties regarding the hydraulic scale effects;
- uncertainties relating to the measurement of the characteristics of the model and of the industrial machine.

A large number of geometrical and physical parameters have an effect on partial flow curves. The present paper, using concrete examples as illustration, shows the geometrical differences of hydraulic parts (impeller, diffuser, pump case, etc.).

The influence of differences on certain mechanical parameters such as the axial gap between the impeller and diffuser, diameter of balancing holes, is studied using the results of tests.

A third set of examples gives:

- the dispersion of identical pumps on characteristic curves;
- the influence on the curves of the NPSH and the behaviour of H(Q) and P(Q) in ambient air;
- the uncertainties due to pressure and torque value fluctuations of pump turbines;
- the analysis of the differences between the curve drawn from the model and the real curve of a pump turbine.

The second section of the paper discusses the requirements and constraints entailed for the pump operator in PWR nuclear power stations.

The functional circuit constraints, in particular in partial flow conditions, determine:

- minimum and maximum permissible heads;
- the obligation to operate pumps in parallel on a same circuit.

It is impossible indeed unrealistic, given the volume of

corresponding documents and calculations (for purposes of safety and guaranteeing high standard), to re-use the same studies if the findings of theoretical analyses differ from the measurements of the actual performance of pumps.

These considerations allow little latitude vis-à-vis the differences between forecast and reality.

In addition, pumps must be interchangeable, i.e. have identical mechanical and hydraulic characteristics, which necessitates manufacturing, quality control and strict and specific testing. The mastery over the characteristic curves of partial flow pumps is a basic element of the operation of certain safety pumps in PWR nuclear power stations.

A model allowing for these phenomena can be devised for the system as a whole and equations of movement can be written to take account of the inertia of ducts and tanks. It is shown that it is indispensable to take account of the relatively low inertia of sections in which the various pumps are installed to explain these phenomena of rapid switch over of the operating mode of pumps. The explanations are given in graphic form in the simplest of cases. The graph discloses at all times the forces which slow down or accelerate the rate of flow in any section, especially sections comprising pumps. It can be seen that for due rigour, parallel pump flows must never be added for a same head in dealing with these problems.

By generalising, any change of operating conditions could be calculated for any system including pumps which can operate in parallel or in series with stable or unsteady characteristics at various locations.

However, when the flow is characterised by high pressure values (case of feedwater pumps) or to be more precise, when CVO/gH_0 is high, concentrated capacity cannot be substituted for the distributed capacity that is due to the elasticity of the fluid and pipings; waves must be taken into account and hammering fully calculated.