Étude statistique sur les caractéristiques à débit partiel des pompes centrifuges et sur la détermination approximative du débit critique

Statistical Study of partial flow characteristics of centrifugal pumps and of approximate determination of the critical flow

R. Rey

E.N.S.A.M. Paris

P. Guiton

e.r. Bergeron S.A. Paris

Y. Kermarec

C.E.T.I.M. Nantes

G. Vullioud

Atelier des Charmilles, Genève

Introduction

Toutes les turbomachines fournissant de l'énergie au fluide qui les traversent (pompes, pompes-turbines, ventilateurs, compresseurs) présentent un débit critique $Q_K^{(1)}$ quand on réduit leur débit Q (à vitesse angulaire ω constante) en partant du débit de rendement maximal Q_M .

Pour $Q < Q_K$, l'écoulement débitant ne remplit plus simultanément la totalité des canaux de la roue et il se produit des "courants de recirculation" aux frontières de celle-ci.

La figure 1 les schématise pour une roue de pompe centrifuge.

Le passage des zones de fonctionnement normal aux zones de fonctionnement avec recirculations

s'effectue, suivant la majorité des observateurs, de manière assez brusque quand on franchit ce débit critique.

En fait, ces recirculations se produisent à l'entrée de la roue pour $Q < Q_{K1}$ et à la sortie de la roue pour $Q < Q_{K2}$ mais Q_{K1} et Q_{K2} sont en général suffisamment proches l'un de l'autre pour être confondus en une seule valeur Q_K . Ces recirculations entraînent diverses perturbations, plus ou moins gênantes, dans le fonctionnement de la machine si bien que, pour beaucoup d'entre elles, on s'interdit de fonctionner à un débit inférieur au débit critique. C'est le cas des compresseurs et aussi en général des ventilateurs et des pompes de grande rapidité spécifique Ω_M (pompes hélices ou hélico-centrifuges rapides).

Par contre pour les pompes centrifuges (qui correspondent à $\Omega_M \leq 2$ environ) on exige de plus en plus le fonctionnement à des débits très inférieurs au débit critique.

Dans toutes les grosses unités de production (raffineries, centrales thermiques classiques ou nucléaires, etc.) ces pompes centrifuges "assurent l'intendance" et doivent être des auxiliaires souples et fiables qui doivent suivre sans défaillance les variations de production.

Par exemple, s'il y a 2 pompes fonctionnant en parallèle et que le débit total nécessaire tombe en dessous de $0,5 Q_M$, on continuera par prudence à les faire fonctionner toutes deux à débit réduit plutôt que d'en arrêter une; ceci pour se parer contre un arrêt accidentel de celle restant en service.

Il en résulte des exigences particulières sur la forme des courbes caractéristiques $H(Q)$ et $P(Q)$ depuis $Q = 0$ jusqu'à $Q = Q_M$.

Par exemple les formes de caractéristiques a , b et c de la figure 2 ne seront pas acceptées, la forme d , continuellement descendante, seule l'étant dans bien des cas.

Figure 1 – Comparaison entre un écoulement bien organisé (partie droite) et un écoulement avec recirculations (partie gauche).

(1) voir notations à la fin de cet exposé

Figure 2 – Différentes allures de courbes caractéristiques $H = f(Q)$.

Ces formes de caractéristiques dépendent de beaucoup de paramètres géométriques entre $0,25 Q_M$ et Q_M .

Elles dépendent en particulier de la position de Q_K , position que l'on peut constater, mais que l'on ne maîtrise pas encore.

Elles dépendent, en outre, de paramètres géométriques encore beaucoup plus nombreux entre $Q = 0$ et $0,25 Q_M$ environ comme l'expérience le montre.

En réalité chaque pompe est le résultat d'un compromis et suivant qu'on mette en avant le rendement, le prix, l'encombrement, la forme des courbes caractéristiques, la possibilité de marche en sur-débit, l'absence de fluctuations de pression, etc., on aboutit à des résultats différents comme le montrent de nombreux exemples.

Les limitations imposées sur la hauteur à débit nul et/ou sur la puissance à débit nul, peuvent, entre autres, être des éléments déterminants.

Il est vrai que chaque constructeur ayant ses traditions de tracé, ses habitudes conscientes ou non, son expérience et même son style propre, sait souvent à l'avance dans quelle "fourchette" il va tomber pour un choix donné.

Mais comment généraliser ?

Pour mieux se rendre compte de l'état des choses, nous avons réuni, au sein du sous-groupe 1⁽²⁾, des courbes caractéristiques (satisfaisantes ou non) des 6 constructeurs⁽³⁾ qui y sont représentés.

(2) Sous-groupe 1c de la SHF : Etude de l'influence des divers paramètres géométriques et hydrauliques sur les caractéristiques $\bar{H}(\bar{Q})$ et $\bar{P}(\bar{Q})$ à débit partiel des pompes et ventilateurs.

(3) – Ateliers des Charmilles (Genève)
– Alsthom-Atlantique (Rateau-La Courneuve)
– Bergeron S.A. (Paris)
– C.C.M. Sulzer (Mantes)
– Jeumont-Schneider (Puteaux)
– Pompes Guinard (Annecy)

Ceci nous a permis d'aboutir à une véritable "population" de caractéristiques. Nous avons cherché à en faire une statistique à partir de points représentatifs de chaque caractéristique.

Comme nous allons le voir, nous pourrions constater une grande dispersion de ces points, mais avec cependant, pour les caractéristiques "satisfaisantes" des plages de regroupement caractérisées permettant de délimiter en gros des "fourchettes" globales.

Classifications des pompes – Traitement des données

Comme nous venons de le dire, les pompes étudiées représentent en échantillon des fabrications de l'ensemble des constructeurs représentés au sein du sous-groupe 1c de la SHF.

Les résultats d'essais accompagnés des valeurs de ω et D_2 (et moins systématiquement de b_2), furent regroupés et rendus anonymes par les soins de l'un d'entre nous, Monsieur Kermarec, du CETIM de Nantes.

Ces pompes se présentent en plusieurs groupes caractérisés par le type de construction : roue à 1 ouïe, à 2 ouïes, volute ou diffuseur, à bulbe, etc. (Fig. 3).

Pour que les statistiques ne soient pas trop faussées par des pompes ayant des pertes trop élevées, il a été convenu de ne prendre en compte que des pompes ayant un rendement global η supérieur à 0,8 pour des rapidités spécifiques Ω_M comprises entre 0,2 et 2 ; en dehors de cette plage, on pouvait abaisser cette limite de η jusqu'à 0,7.

Les machines ainsi retenues, sont classées en 5 sous groupes principaux en fonction de la forme de la caractéristique $H(Q)$ (voir Fig. 3), caractéristique descendante, descendante avec bosse, avec creux et contre-pente, avec bosse et creux, (ces creux ou bosses pour $Q > 0,25 Q_M$) et enfin creux et/ou bosse pour $Q < 0,25 Q_M$, ce dernier défaut étant souvent moins gênant que les autres.

Différents types de constructions		
<p>○ : 1 entrée avec volute △ : 1 entrée avec diffuseur (1 ou plusieurs étages) ▽ : 1 entrée avec bulbe (1 ou plusieurs étages) □ : 2 entrées avec volute ☆ : 2 entrées avec diffuseur</p>		
Différents sous-groupes (allures des courbes $H(Q)$)		
Allure	Désignation	Symboles
	Descendante	○ △ ▽ □ ☆
	Bosse pour $Q > 0,25 Q_M$	○ △ ▽ □ ☆
	Creux et contre-pente pour $Q > 0,25 Q_M$	○ △ ▽ □ ☆
	Creux et bosse pour $Q > 0,25 Q_M$	○ △ ▽ □ ☆
	Creux et/ou bosse pour $Q < 0,25 Q_M$	○ △ ▽ □ ☆

Figure 3 – Classification en fonction du type de construction et de la forme de la caractéristique $H = f(Q)$.

EVOLUTION DES CARACTERISTIQUES DANS LES ZONES A DEBIT PARTIEL

La rapidité spécifique Ω_M ou le coefficient de hauteur totale ψ_M au point de rendement maximal M sont les paramètres généralement retenus pour classer les pompes. Nous les avons également choisis pour classer les performances à débit partiel.

Plus particulièrement, c'est le coefficient ψ_M qui a été retenu comme paramètre de référence pour avoir donné des résultats moins dispersés que Ω_M .

Du reste le graphique $\psi_M(\Omega_M)$ des pompes centrifuges que nous avons étudiées (Fig. 4a) permet de passer de l'un des paramètres à l'autre. Ce graphique en recoupe bien d'autres du même genre ou qui en dérivent, publiés par différents auteurs (Fig. 4b).

La figure 5 définit les caractéristiques ayant été étudiées dans notre statistique :

$$\frac{H_{25}}{H_M}, \frac{H_0}{H_M}, \frac{H_{T0}}{H_M}, \frac{P_{25}}{P_M}, \frac{P_0}{P_M}$$

Cette représentation des courbes en valeurs relatives :

$$\frac{H}{H_M} \left(\frac{Q}{Q_M} \right), \frac{P}{P_M} \left(\frac{Q}{Q_M} \right), \frac{\eta}{\eta_M} \left(\frac{Q}{Q_M} \right)$$

s'est montrée particulièrement souple et appropriée à nos travaux. Le point M a été soigneusement déterminé par la méthode de la médiane⁽⁴⁾.

Rappelons que la pente relative de la courbe $H(Q)$ en M , donnée par l'ordonnée H_{T0}/H_M de la figure 5 a une grande importance, non seulement sur l'allure des courbes $H/H_M(Q/Q_M)$ et $P/P_M(Q/Q_M)$, mais aussi sur les conditions et possibilités d'utilisation de la pompe. D'autre part, la valeur qui en découle pour l'ordonnée P_{T0}/P_M (voir nota⁽⁴⁾) divise les pompes centrifuges en "centrifuges lentes" pour $P_{T0}/P_M < 1$ (puissance croissante avec le débit en M) et en "centrifuges rapides" pour $P_{T0}/P_M > 1$ (puissance décroissante avec le débit en M).

Ce rappel est utile à notre étude statistique : Les résultats de celle-ci, qui portent sur plus de 60 pompes centrifuges différentes, sont donnés sous la forme des 5 graphiques suivants :

– Figure 6a : $\frac{H_{25}}{H_M}(\psi_M)$, Figure 6b : $\frac{H_0}{H_M}(\psi_M)$,

Figure 6c : $\frac{H_{T0}}{H_M}(\psi_M)$

– Figure 7a : $\frac{P_{25}}{P_M}(\psi_M)$, Figure 7b : $\frac{P_0}{P_M}(\psi_M)$

(4) Nota : Dans ces conditions, on vérifie que si les trois courbes :

$$H/H_M(Q/Q_M), P/P_M(Q/Q_M) \text{ et } \eta/\eta_M(Q/Q_M)$$

sont bien cohérentes entre elles, la distance entre les points H_{T0}/H_M et P_{T0}/P_M est égale à 1 dans cette représentation, ce qui se démontre aisément. Ces 3 courbes peuvent ne pas être cohérentes, si elles ont été interpolées indépendamment les unes des autres entre les points d'essai.

Sur ces 5 graphiques, on peut constater que la grande majorité des points correspondant à des pompes à caractéristiques $H(Q)$ "satisfaisantes" se regroupent pour chacun d'eux dans une plage dont on peut déterminer approximativement le contour par des traits mixtes.

La largeur relative de ces plages donne une idée de la dissémination rencontrée sur l'ensemble de la statistique, mais si les frontières supérieures sont assez floues, les frontières inférieures le sont beaucoup moins. En dessous, il n'y a que 1 ou 2 points isolés qu'il faudrait analyser d'avantage.

Il est donc prudent, tant pour l'utilisateur que pour le constructeur, de rester avec une certaine marge au-dessus de ces limites inférieures pour avoir des caractéristiques $H(Q)$ continuellement descendantes.

Ceci ne veut pas dire qu'en dessous, on ait toute garantie, comme le montre le nombre de points entachés de noir que l'on trouve un peu partout sur ces graphiques.

Bien entendu, pour les raisons indiquées au début de cet exposé, les largeurs relatives de plage sont nettement plus grandes pour $Q = 0$ que pour $Q = 0,25 Q_M$, c'est pourquoi nous avons présenté ces dernières en premier. On constate, mais cela est bien connu, que l'augmentation de P_0/P_M , P_{25}/P_M et la diminution de $P_{25} - P_0/P_M$ vont de pair respectivement avec l'augmentation de H_0/H_M , H_{25}/H_M et $H_0 - H_{25}/H_M$. C'est ce que nous avons mis en évidence sur les graphiques des figures 8a, 8b et 8c.

Il peut en résulter certaines incompatibilités ; par exemple, on ne peut pas chercher à réduire à tout prix la puissance à débit nul P_0/P_M sans risquer de tomber sur une courbe $H(Q)$ non entièrement satisfaisante.

Limite d'apparition des zones perturbées (point K)

Comme nous l'avons déjà indiqué dans l'introduction, Q_{K1} débit d'apparition des recirculations à l'entrée de la roue ne coïncide pas forcément avec Q_{K2} débit d'apparition des recirculations à la sortie de la roue. En général, ils sont pourtant suffisamment rapprochés pour qu'on puisse les confondre en écrivant $Q_{K1} = Q_{K2} = Q_K$.

La localisation de ce point particulier fait l'objet de beaucoup de soins de la part des expérimentateurs, il peut quelquefois être accompagné de l'apparition d'une contre-pente locale ou d'un décrochage plus ou moins accentué des courbes $H(Q)$ et $P(Q)$ (cas 1, Fig. 9) et plus souvent d'un changement de courbure de cette courbe $P(Q)$ (cas 2, Fig. 9).

En l'absence de recirculations, la courbe $P(Q)$ se prolongerait jusqu'à une valeur très faible pour $Q = 0$ comme schématisé en traits mixtes sur la figure 9. Cette valeur ne correspondrait, en effet, qu'à la puissance absorbée par frottements fluide ou autres de l'extérieur du rotor et à celle nécessaire pour faire traverser l'aubage par le seul débit de fuite aux bagues.

Déceller Q_K à partir des courbes caractéristiques d'essai est donc aisé, si l'on étudie une pompe manifestant les particularités du cas 1, mais des points de mesure très rapprochés sont alors nécessaires.

Figure 4a – Evolution du coefficient de hauteur totale en fonction de la rapidité spécifique de la pompe (tous deux calculés au point de rendement maximal).

Figure 4b – Evolution du coefficient de hauteur totale en fonction de la rapidité spécifique de la pompe pour diverses courbes moyennes proposées

— (1) Dédit de Stepanoff. Pompes centrifuges et pompes hélices.

$$\text{Figure } V_Z KV (n_s) \text{ avec } \psi_M = \frac{1}{KV^2}$$

—X— (2) Dédit du diagramme de Cordier :

$$\Lambda_M (\Omega_M) \text{ avec } \Lambda_M = \frac{R_2 (gH_M)^{1/4}}{Q_M^{1/2}} \quad \text{d'où} \quad \psi_M = \frac{2}{\Lambda_M^2 \Omega_M^2}$$

(Voir par exemple Csanady Figure 6 avec $\Lambda = \Lambda$)

— (3) Dédit de Tsabersky, Acosta, Hanptmann. Fluid flow 2nd Edition, Figure 16.26 avec $\psi_M = 2\psi$ $\Omega_M = N_s$

----- (4) Dédit de Graeser : Abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles : EPEL. Lausanne 1971.

Figure 14 avec $\psi_M = \psi_{qi}$ et $\Omega_M = 2^{3/4}, \pi^{1/2}, \nu_R$.

Figure 5 – Définition des divers paramètres étudiés.

Figure 6a – Evolution de la hauteur à 25 % du débit de rendement maximal en fonction du coefficient de hauteur totale.

Figure 6b – Evolution de la hauteur à débit nul en fonction du coefficient de hauteur totale.

Figure 6c. – H_{T0}/H_M défini à la figure 5.

Figure 7a – Evolution de la puissance à 25 % du débit de rendement maximal en fonction du coefficient de hauteur totale.

Figure 7b – Evolution de la puissance absorbée à débit nul en fonction du coefficient de hauteur totale.

Figure 8a – Evolution de la puissance à débit nul en fonction de la hauteur à débit nul.

Figure 8b – Evolution de la puissance à 25 % du débit de rendement maximal en fonction de la hauteur à ce même débit.

Figure 8c — Fonctionnements en débit partiel.

Figure 9 — Définition du débit d'apparition des recirculations (Q_K) et mise en évidence de la puissance liée à celles-ci.

Dans la majorité des cas, la variation de la pente locale de $P(Q)$ n'apparaît pas nettement et il faut avoir recours à d'autres méthodes :

a) Techniques de détermination directe de Q_K

Nous ne nous y attarderons pas, car ce n'est pas le but de notre exposé. Elles nécessitent des moyens d'essai et des dispositifs spéciaux, ainsi que des aménagements particuliers de la pompe à essayer, ce qui fait qu'elles sont rarement applicables à la majorité des pompes centrifuges industrielles.

En outre, elles nécessitent des espaces libres ou entrefers suffisants et convenablement disposés tant à l'aspiration (détermination de Q_K par Q_{K1}) qu'au refoulement (détermination de Q_K par Q_{K2}). Ce que ne possèdent pas la plupart des pompes.

Citons parmi ces techniques : la visualisation par fils colorés, l'évolution en fonction du débit des surpressions à la paroi du tube d'aspiration dues à la prérotation, l'évolution de la cavitation des aubes en fonction du débit⁽⁵⁾. Les discontinuités dans l'évolution des pressions de paroi du stator du diamètre D_2 en fonction du débit, etc. La variation du bruit est aussi un moyen mais imprécis.

(5) L'un des auteurs, Monsieur Vulllioud, a présenté au sous-groupe 1c des photos montrant bien l'évolution de cette cavitation d'aubage au voisinage de Q_K pour une pompe centrifuge correspondant au cas 1 de la figure 9.

b) Méthodes indirectes de détermination de Q_K à partir de la courbe $P(Q)$

Elles consistent à tracer au mieux, par divers procédés, la courbe P_F de la figure 9 cas 2, et à voir ensuite comment $P - P_F$, puissance absorbée due aux recirculations, évolue avec Q/Q_M et enfin de définir une valeur conventionnelle de Q_K là où $P - P_F$ s'annule. Cette valeur sera comparée chaque fois que possible à la valeur Q_{K1} ou Q_{K2} déterminée directement.

Une étude statistique a été entreprise dans ce sens. Pour faciliter le tracé de la courbe P_F raccordant la courbe P hors recirculations au point P_{F0} (Fig. 9), il est paru avantageux de passer par la courbe $Hth(Q)$ (ou Hi) (hauteur théorique ou hauteur interne) qui, comme on le sait, est pratiquement une droite pour $Q > Q_K$ en l'absence de cavitation.

Pour en arriver à ces résultats, quelques diagrammes statistiques concernant le rendement mécanique η_m et le rendement volumique η_v furent utilisés, diagrammes inspirés de Stepanoff que Monsieur Lapray a bien voulu contrôler et compléter sur la base de résultats expérimentaux en sa possession, ces diagrammes sont donnés pour le point de fonctionnement nominal (M). Ils donnent une valeur conventionnelle de ces pertes, suffisante pour cette étude.

Pour chaque pompe, il est aisé de tracer point par point la hauteur théorique⁽⁶⁾ Hth , qui, si l'on fait abstraction des recirculations, tend expérimentalement vers l'infini pour $Q = 0$.

Cette remontée de la courbe Hth met en évidence ces recirculations qui produisent d'autres échanges de moments de qualité de mouvement entre la roue et le stator que ceux du modèle d'Euler (Fig. 10).

Dans la mesure où la courbe $Hth(Q)$ est bien rectiligne dans la zone sans recirculation, l'hypothèse de travail la plus simple⁽⁷⁾ est d'admettre qu'en l'absence de recirculations elle se prolongerait par la portion de droite tangente H_E jusqu'au point $\mu_0 U_2^2/g$ à débit nul. Cette figure met bien en évidence que le débit Q_K est celui au dessous duquel le modèle d'Euler ne convient plus. La séparation de ces deux courbes au point Q_K est cependant peu nette et ne permet pas de déterminer avec précision Q_K . Mais on peut maintenant tracer dans une deuxième étape, la puissance liée à ces recirculations $(Pth - P_E) = (\rho Qr)g(Hth - H_E)$ qui décroît pour s'annuler à partir de Q_K . $(Pth - P_E) = (P - P_F)$ de la figure 9 car $(P - Pth) = (P_F - P_E) = P_{F0} = P_f + (\rho Q_f)g(H_{E0})$.

Au cours des analyses faites à l'ENSAM Paris sur un certain nombre de courbes caractéristiques, on a pu constater que ces pertes évoluaient pratiquement presque toujours comme le logarithme du débit, sur une large plage au-delà de $0,25 Q_M$.

(6) Rappelons que $(gHth)$ n'est que la mesure en J/Kg de l'énergie communiquée à l'aubage de la roue par unité de masse de liquide la traversant de part en part, ce qui n'a rien de "théorique". C'est pourquoi l'expression hauteur interne est souvent préférée.

(7) On peut envisager d'autres modes de raccordement que la droite tangente H_E , mais ceci ne change pas le raisonnement.

Figure 10 – Divergence entre le modèle d'Euler et la hauteur théorique. Evolution de la puissance due aux recirculations avec le débit.

Pour l'analyse, on a utilisé tout d'abord des grandeurs adimensionnelles

$$\frac{Pth - P_E}{\rho \omega^3 R_2^5} \quad \text{et} \quad \frac{Q}{\omega R_2^3},$$

puis, plus simplement, les valeurs relatives

$$\frac{Pth - P_E}{P_M} \quad \text{et} \quad \frac{Q}{Q_M},$$

ce qui conduit à écrire pour la plage de débit considéré.

$$\frac{Pth - P_E}{P_M} = A - B \ln \left(\frac{Q}{Q_M} \right)$$

où A et B sont des constantes dépendant de la pompe.

D'autres analyses de courbes faites par ailleurs ont donné en général la même allure logarithmique, même en partant de courbes Hth expérimentales légèrement incurvées vers le haut entre Q_M et Q_K et en utilisant d'autres modes extrapolation que la droite H_E de la figure 10, seules les valeurs de A et B se trouvant modifiées.

Ceci tient, sans doute; à ce que les variations des ordonnées de la courbe $Hth(Q)$ dans sa partie gauche l'emportent de beaucoup sur celles de H_E quelles que soient ces dernières.

Figure 11 – Essai de statistique $Q_K/Q_M = f(\Omega_M)$ pour pompes centrifuges
 ○ ● ◐ △ ▲ ⊗ Points déterminés directement par différents expérimentateurs
 × Points déterminés indirectement – Méthode Q_{KE} figure 11 et 12.

Cette loi logarithmique reste à expliquer physiquement, quoiqu'il en soit, à partir des points de la figure 11, on peut facilement déterminer le débit Q_{KE} conduisant à $P_{th} - P_E = 0$ d'après cette formule en écrivant $Q_{KE}/Q_M = e^{A/B}$, les constantes A et B étant déduites par régression linéaire des points de la figure, soit plus simplement en traçant au mieux la droite correspondante en diagramme semilogarithmique.

Bien évidemment, ce point Q_{KE} correspond à un débit un peu plus petit que celui qu'implique le raccordement tangent des figures 9 (2) et 10. Mais comme cette méthode à l'avantage de la simplicité et que, comme nous le verrons, elle donne pour d'autres raisons des valeurs, en général, par excès par rapport à celles déterminées par des techniques directes, nous confondons ici Q_{KE} et Q_K .

Variations de Q_K/Q_M avec Ω_M et ψ_M et influence sur les courbes caractéristiques. Tendance à la limitation d'emploi à débit partiel des pompes rapides

Dans l'ensemble, l'expérience industrielle montre que les fonctionnements à débit partiel des pompes centrifuges sont d'autant plus gênants que leur rapidité spécifique Ω_M est plus grande.

Cela tient beaucoup à ce que la puissance dissipée à débit partiel prend une importance d'autant plus grande que ψ_M diminue et que par la suite Ω_M augmente (voir graphiques 7a, 7b et 4).

La dissipation de puissance par recirculations apparaissant d'autant plus vite que le rapport Q_K/Q_M est plus

grand, l'idée générale est que Q_K/Q_M tend à augmenter avec Ω_M . Nous avons cherché à le constater sur un diagramme statistique $Q_K/Q_M, \Omega_M$ ⁽⁸⁾ (voir Fig. 11).

Sur ce diagramme nous avons reporté divers points expérimentaux observés directement par les auteurs ou d'autres membres du sous-groupe 1c, ou même publiés dans la littérature technique.

Nous y avons ajouté un certain nombre de points déterminés par la méthode indirecte décrite ci-dessus. Ces derniers points étant, comme nous l'avons dit, en général par excès, le signe correspondant est prolongé vers le bas.

Comme on peut le voir sur la figure 11, il y a là encore une grande dispersion de l'ensemble des points et la tendance cherchée n'apparaît pas nettement à première vue.

Mais il faut tenir compte qu'une bonne partie des points situés en haut et à gauche du diagramme correspondent à des pompes dont les diffuseurs ou les volutes ont des angles et des sections plus faibles que ce qui correspond à l'optimum de la roue. Ceci permet pour les pompes lentes, de diminuer Q_M et Ω_M sans toucher à la roue. Il en résulte donc aussi une augmentation de Q_K/Q_M et un déplacement du point correspondant vers le haut et la gauche.

En faisant abstraction de ces pompes à roues et diffuseurs "démariés" nous avons pu tracer une bande approximative pour les points $Q_K/Q_M, \Omega_M$ qui a bien une allure ascendante.

Sur la base des graphiques 6a et 6b précédents ainsi que des graphiques 7a, 7b, 7c et 11 nous avons tracé

(8) Il nous a manqué certaines indications pour faire le diagramme en ψ_M correspond.

les figures schématiques moyennes 12a, 12b, 12c qui montrent bien l'évolution de la puissance dissipée avec ψ_M et Ω_M .

Figure 12 - Evolution de la courbe de puissance avec la rapidité spécifique

a) $P_{T0}/P_M = 1,25$	b) $P_{T0}/P_M = 1$	c) $P_{T0}/P_M = 0,5$
$\psi_M \approx 0,6$	$\psi_M \approx 0,71$	$\psi_M \approx 1$
$\Omega_M \approx 1,6$	$\Omega_M \approx 1,30$	$\Omega_M \approx 0,6$

Remarque

A ce sujet, il est nécessaire de rappeler que la difficulté d'utilisation à débit partiel des pompes rapides ne vient pas uniquement de l'importance relative de la puissance dissipée. Elle tient aussi à ce que les altérations des courbes caractéristiques, ainsi que les fluctuations de pression et toutes les perturbations qui, y sont liées, y prennent une importance relative plus grande et ceci pour diverses raisons du reste complexes, sortant du cadre de cet exposé.

Conclusions

A ce qui est dit dans le résumé, on doit ajouter ceci :

1) La façon dont a été faite la statistique a incité tous les constructeurs à présenter non seulement des caractéristiques "satisfaisantes" mais d'autres qui ne l'étaient pas. Ceci a permis en usant de signes appropriés de délimiter pour les paramètres caractéristiques à débit partiel, des zones dont on ne peut sortir qu'avec prudence.

2) Dans les divers graphiques, l'utilisation des valeurs relatives, telle que P_0/P_M , Q_K/Q_M , etc, a paru plus utile à l'usage que d'autres valeurs adimensionnelles et l'emploi du coefficient ψ_M plus fructueux que celui de Ω_M .

3) Les pentes relatives des tangentes en M aux courbes H/H_M (Q/Q_M) et P/P_M (Q/Q_M) nous ont paru être des paramètres importants.

4) Une détermination approximative de Q_K/Q_M à partir de la courbe $P(Q)$ est possible et utile en l'absence de valeur expérimentale. La méthode proposée pourrait sûrement être perfectionnée.

5) La valeur de Q_K/Q_M est sans doute importante, mais n'est pas à elle seule un critère de bon fonctionnement d'une pompe centrifuge à débit partiel.

Notations

Indices

- M à trait au point de rendement global maximal
- K à trait au point d'apparition des recirculations
- 1 à trait à l'entrée de la roue
- 2 à trait à la sortie de la roue

Grandeurs

(Toutes les grandeurs G hydrauliques ou mécaniques de cet exposé sont en réalité des moyennes temporelles $\bar{G}$ en régime établi. Le signe $-$ a été abandonné pour simplifier l'écriture).

Q	débit volumique de la pompe	unité (m^3/s)
ρ	masse volumique du liquide pompé	(kg/m^3)
H	hauteur totale faite par la pompe	(m)
g	accélération de la pesanteur	(m/s^2)

P	puissance absorbée sur l'arbre	(W)
η	$= \frac{(PQ)(gH)}{P}$ = rendement de la pompe	
ω	vitesse angulaire de la roue	(rd/s)
n	vitesse de rotation de la pompe	(tr/mn)
Ω_M	rapidité spécifique de la pompe	
	$\Omega_M = \frac{\omega \sqrt{Q_M}}{(g H_M)^{3/4}} \approx 0,01889 \cdot n_{sM}$	(sans dimension)
n_{sM}	vitesse spécifique de la pompe $n_{sM} = \frac{n \sqrt{Q_M}}{(H_M)^{3/4}}$	
R	rayons, $R_2 = \frac{D_2}{2}$ = rayon extérieur de l'aubage de la roue	(m)
b_2	largeur de sortie de la roue	(m)
U_2	$= \omega R_2$ = vitesse périphérique de l'aubage	(m/s)
ψ	$= gH/U_2^2/2$ = coefficient de hauteur totale	
H_{th} (ou H_i)	hauteur (ou hauteur interne)	(m)
(gH_{th})	$= \frac{P_r}{(\rho Q_r)}$ = énergie mécanique fournie à l'aubage de la roue par unité de masse de liquide la traversant	J/Kg
P_r	puissance mécanique cédée effectivement à l'aubage de la roue	(W)
	$P_r = P - P_f$	
P_f	puissance absorbée par frottement fluide ou autre sur l'extérieur du rotor	(W)
Q_r	débit volumique traversant la roue	(m ³ /s)
	$Q_r = Q + Q_f$	
Q_f	débit de fuite interne retraversant la roue	(m ³ /s)
η_m	$= \frac{P_r}{P} = \frac{P - P_f}{P}$ = rendement mécanique de la pompe d'où $\frac{P_f}{P} = (1 - \eta_m)$	
η_v	$= \frac{Q}{Q_r} = \frac{Q}{Q + Q_f}$ = rendement volumique de la pompe d'où $\frac{Q_f}{Q} = \frac{1}{\eta_v} - 1 \simeq 1 - \eta_v$	
η_h	$= \frac{H}{H_{th}}$ = rendement hydraulique de la pompe	
	$(\eta = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m)$	
P_E	puissance mécanique à fournir à l'aubage en l'absence de recirculation (suivant modèle d'Euler)	(W)
	$P_E = (\rho Q_r)(g_{H_E})$	
H_E	hauteur théorique (ou hauteur interne) en l'absence de recirculation	(m)

Discussion

Président : R. BRAZZINI

Sur les interventions de MM. GUITON, SCHIAVELLO et OSTERWALDER, M. REY signale que le débit critique des pompes a été déterminé, soit par les courbes, soit par la méthode des fils colorés au niveau de l'oeillard.

M. GUITON précise que plusieurs pompes ne sont pas prises en compte sur la figure 11 dans la bande de dispersion tracée, car elles n'avaient pas de volutes optimales, ce qui peut déplacer sensiblement le point de meilleur rendement pour les pompes à faible vitesse spécifique.

MM. REY et GUITON expliquent qu'il n'a pas été possible comme le préconise M. OSTERWALDER d'analyser en détail les pertes mécaniques (paliers, étanchéités, frottement de disques) de chacune des pompes. Ils précisent de plus que cette méthode est suffisante pour les grosses pompes, leur statistique n'étant valable que pour les pompes d'une puissance supérieure à 50 ou 100 kW.

A la suite d'une question de terminologie de M. BONNIN, le débat s'engage sur la notion de débit critique.

M. SEDILLE propose une interprétation des phénomènes se produisant dans cette plage de débit. Il faut souligner que le théorème d'EULER s'applique dans tous les cas. Ce qui est discutable par contre, c'est la simplification qui consiste à supposer le mouvement relatif permanent à l'intérieur de la roue alors qu'on sait pertinemment qu'il ne peut pas l'être.

L'écart entre H_{th} et H_E reflète l'influence des pulsations dues à cette non permanence et celles-ci existent même en dehors de tous décollement ou inversion de courant. Ces pulsations sont de plus en plus faibles, en valeur relative, au fur et à mesure que le débit moyen augmente, ce qui explique que la courbe H_E soit très sensiblement une droite sur une partie de la

caractéristique. Il faut toutefois reconnaître qu'un changement de pente brusque de la courbe H_{th} est dû à un accroissement notable des pulsations, ce qui peut être l'indice d'un décollement ou d'une inversion de courant.

Cependant, cette croissance assez brusque de H_{th} par rapport à H_E existe aussi dans les pompes purement centrifuges à faible nombre de tours spécifiques, à diffuseur et à courbe complètement descendante, pour lesquelles, s'il peut y avoir très probablement des décollements à la sortie des aubes mobiles, il est difficilement concevable qu'elles puissent être le siège d'inversions de courant sur une partie seulement des filets, si l'on admet que ceux-ci sont tous identiques.

Enfin, il faudrait examiner soigneusement dans quelles conditions, pour les pompes à n_s moyen, des inversions de courant à l'entrée peuvent influencer sur la courbe H_{th} qui est plus directement sensible à ce qui se passe à la sortie. Cette influence est certaine pour les machines à très fort n_s telles que les machines axiales ; elle n'est pas évidente pour les autres.

M. GUITON fait référence dans la figure 11 au débit critique expérimental d'aspiration, c'est-à-dire au débit pour lequel se produit une inversion locale de la vitesse au niveau de l'oeillard.

M. BORCIANI présente deux photographies de l'écoulement dans l'oeillard d'une pompe-turbine qui montrent qu'existent deux régimes d'écoulement très différents pratiquement en correspondance avec le débit critique. Les deux régimes donnent lieu à deux courbes séparées qui sont influencées par le coefficient de cavitation : le passage d'une courbe de raccordement à l'autre se produit suivant une courbe de raccordement qui est fonction du circuit extérieur.