

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 104 (1978)
Heft: 25

Artikel: Abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles
Autor: Graeser, Jean-Émile
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-73565>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 30.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles

par JEAN-ÉMILE GRAESER, Lausanne (fin) ¹

Ce phénomène, qui se produit en tout point d'un écoulement où la pression locale s'abaisse au-dessous du seuil critique de la *pression de dégagement de vapeur* P_v [N/m²] du liquide en mouvement, se manifeste par l'apparition de bulles de vapeur, le plus souvent mélangées d'air. Dans une machine hydraulique, c'est dans la zone située à proximité de l'arête aval des aubes de la roue que naissent ces bulles. Elles sont entraînées par le fluide et atteignent rapidement des zones où la pression est plus élevée. Elles disparaissent alors en « implosant » violemment, engendrant des ondes de choc destructrices, auxquelles les pièces en contact direct avec l'eau ne résistent pas à la longue. La surface des pièces attaquées se dégrade rapidement (érosion par cavitation), les aubes fortement sollicitées se fatiguent sous l'effet des efforts répétés et, parfois, finissent par se rompre. La figure 17 illustre les dégâts que peut provoquer la cavitation sur la roue d'une pompe. De plus, dès que le phénomène affecte une surface suffisante et qu'il acquiert une certaine intensité, le rendement de la machine s'en trouve altéré et subit une baisse non négligeable.

Lors de la détermination des caractéristiques d'une machine hydraulique, un compromis entre vitesse de rotation et cote d'implantation est donc nécessaire. Ce compromis doit satisfaire la condition qu'en tout point (x) de l'écoulement, dont la machine est le siège, la pression locale absolue $P_{(x)}^a$ doit être supérieure à la pression de dégagement de vapeur d'eau P_v .

En raison de la complexité de l'écoulement régnant dans la roue, il n'est pas encore possible de déterminer par le calcul les conditions locales de vitesses et de pressions dans l'aubage. Seules des mesures permettent de fixer la valeur de P_I^a à l'aval de la roue, au point (I) choisi arbitrairement comme référence (fig. 7), conforme aux normes adoptées par la CEI dans ses codes internationaux [15], à partir de laquelle le phénomène de cavitation commence à se manifester dans l'aubage.

En admettant qu'au point (\bar{VII}) l'énergie cinétique $\bar{C}_{\bar{VII}}^2/2$ est négligeable, on a (Bernoulli) :

$$\frac{P_I^a}{\mu} = \frac{P_{\bar{VII}}}{\mu} - g \cdot (Z_I - Z_{\bar{VII}}) - \frac{\bar{C}_I^2}{2} \begin{cases} +gH_{r_{I \div \bar{VII}}} & \text{(turbine)} \\ -gH_{r_{\bar{VII} \div I}} & \text{(pompe)} \end{cases} \quad \text{[J/kg]} \quad (25)$$

où, outre les pressions P_I^a et P_v [N/m²] définies plus haut :

$Z_I, Z_{\bar{VII}}$ Cotes d'altitude des points (I) et (\bar{VII}) [m]

¹ Voir *Bulletin technique de la Suisse romande* n° 18 du 31 août 1978 et 21 du 12 octobre 1978.

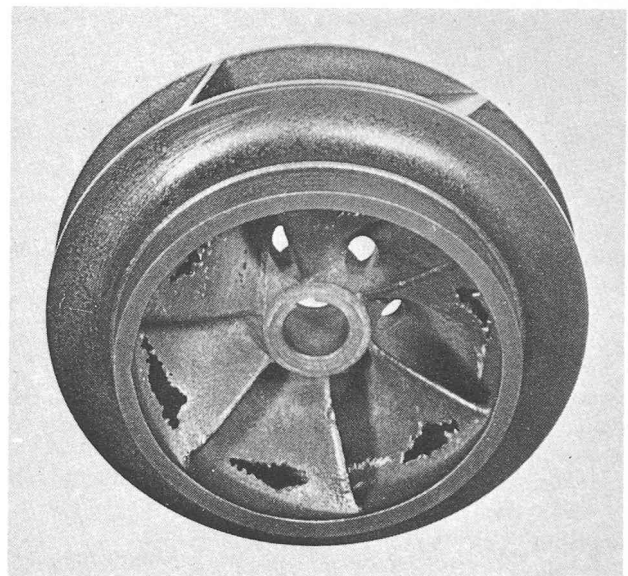


Fig. 17. — Dégâts causés par la cavitation sur une roue de pompe.

- $P_{\bar{VII}}^a$ Pression absolue régnant au point (\bar{VII}), dans cette étude, égale à la pression atmosphérique P_a [N/m²]
- \bar{C}_I Vitesse moyenne d'écoulement au point (I) déjà mentionné [m/s]

Les pertes de charge $gH_{r_{I \div \bar{VII}}}$, respectivement $gH_{r_{\bar{VII} \div I}}$ peuvent être décomposées en deux termes, l'un $gH_{r_{\bar{J}}}$ se rapportant à l'installation (\bar{J}) entre les points (I) et (\bar{VII}) et l'autre, propre à la machine, entre (I) et (\bar{I}).

En raison de la disposition usuelle des sections de mesure, notamment celle (\bar{I}) de la limite des fournitures, on convient le plus souvent d'écarter le deuxième terme de l'expression des pertes de charge afin de réduire cette dernière à son premier terme $gH_{r_{\bar{J}}}$. Il s'ensuit que P_I^a n'est plus rigoureusement l'expression de la pression au point (I), mais bien celle d'une pression de référence liée à ce point et qui conserve toute sa valeur en tant qu'élément de comparaison. Cette simplification parfaitement justifiée, qui tient compte implicitement des pertes de charge $gH_{r_{I \div \bar{I}}}$, est consacrée par l'habitude. Elle entraîne la définition suivante :

Z_s Hauteur d'aspiration, correspondant à la dénivellation entre le point (I), origine, et le point (\bar{VII}), au niveau le plus bas du plan d'eau aval de l'installation, diminuée (en service turbine) ou augmentée (en service

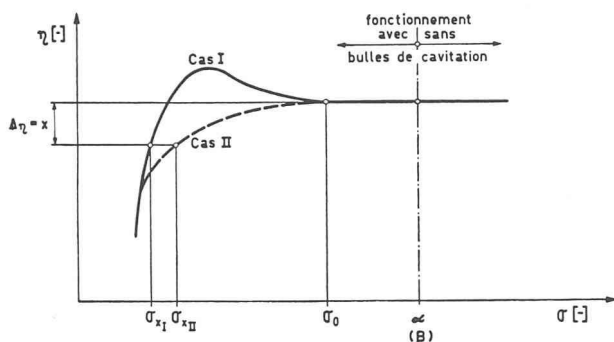


Fig. 18. — Influence de la cavitation sur le rendement (représentation schématique).

pompe) de la perte de charge H_{rj} (voir fig. 7, établie pour un régime pompe) :

$$g \cdot Z_s = g \cdot Z_I - g \cdot Z_{VII} \begin{cases} -gH_{rj} \text{ (turbine)} \\ +gH_{rj} \text{ (pompe)} \end{cases} \quad [\text{J/kg}] \quad (26)$$

Z_s , respectivement $g \cdot Z_s$, est une grandeur vectorielle. Comme la figure le montre, sa valeur est affectée du signe + quand il s'agit d'une hauteur d'aspiration ou du signe - quand il s'agit d'une contrepression (en fait, une hauteur d'aspiration négative). Cette précision est nécessaire car, pour les pompes, on utilise couramment la notion de contrepression sans donner le signe - aux valeurs numériques qu'on lui attribue.

Ainsi, la notion de contrepression minimale définie en absence de signe équivaut à celle de $g \cdot Z_{s_{\max}}$ au sens de la formule (26).

Compte tenu des définitions précédentes, l'équation (25) peut alors s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{P_I^a}{\mu} = \frac{P_a}{\mu} - g \cdot Z_s - \frac{\bar{C}_I^2}{2} \quad [\text{J/kg}] \quad (25')$$

valable aussi bien pour une pompe que pour une turbine.

5.10 NPSH et chiffre de cavitation (définitions)

Le *NPSH* (*Net positive suction head*) est la mesure de l'excédent d'énergie à l'aval (\bar{I}) de la roue d'une machine hydraulique par rapport à l'énergie équivalant à la pression de dégagement de vapeur. En termes d'énergie rapportée au poids, on a

$$NPSH = \frac{P_I^a}{\mu \cdot g} + \frac{\bar{C}_I^2}{2g} - \frac{P_v}{\mu \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (27)$$

ou, en tenant compte de la relation (25),

$$NPSH = \frac{P_a}{\mu \cdot g} - \frac{P_v}{\mu \cdot g} - Z_s = H_a - H_v - Z_s \quad [\text{m}] \quad (28)$$

En termes d'énergie rapportée à la masse, on définit, par analogie

$$g(NPSH) = \frac{P_I^a}{\mu} + \frac{\bar{C}_I^2}{2} - \frac{P_v}{\mu} = \frac{P_a}{\mu} - \frac{P_v}{\mu} - Z_s \quad [\text{J/kg}] \quad (29)$$

Etant donné que, comme nous l'avons vu plus haut, le comportement d'une roue à la cavitation ne peut être déterminé qu'à partir d'essais sur modèle, il est indispensable de disposer d'un critère de similitude pour effectuer

la transposition des résultats de ces essais à une autre machine géométriquement semblable.

Dans ce but, Thoma a défini un *chiffre de cavitation* σ [-] qui remplit pratiquement ce rôle.

L'utilisation de ce chiffre de cavitation pour transposer les résultats néglige un certain nombre d'influences et ne constitue ainsi qu'une approximation, qu'on adopte faute de mieux.

Sa définition est la suivante :

$$\sigma = \frac{(P_a - P_v)/\mu - g \cdot Z_s}{gH} \quad [-] \quad (30)$$

où

P_a, P_v [N/m²], Z_s [m] ainsi que μ [kg/m³] et g [m/s²] ont déjà été définis plus haut

et

gH Energie de refoulement de la pompe mesurée entre les points (I) et (\bar{I}) [J/kg]

La comparaison des deux grandeurs *NPSH*, respectivement $g(NPSH)$ et σ montre qu'elles sont liées de la façon suivante :

$$g(NPSH) = \frac{P_a}{\mu} - \frac{P_v}{\mu} - g \cdot Z_s = \sigma \cdot gH \quad [\text{J/kg}] \quad (31)$$

5.11 Chiffre de cavitation et fonctionnement

Il ressort des définitions et des considérations précédentes qu'à la limite à partir de laquelle se manifeste le phénomène de cavitation peut être associée une valeur particulière du chiffre de cavitation. Cette valeur est une caractéristique propre à l'aubage et au régime de fonctionnement (gH, \dot{V}, N) considéré. Elle est déterminée sur la base d'essais et sa définition, qui peut varier selon les auteurs, appelle les commentaires suivants.

Pour chaque régime de fonctionnement caractérisé par une valeur de référence de ϕ_{1i} (ou \dot{V}) en pompe et ψ_{1i} (ou gH) en turbine, on peut tracer une courbe σ - η (fig. 18) définie par une série de mesures effectuées à des niveaux de pression différents.

Sur cette courbe, on distingue plusieurs valeurs caractéristiques du chiffre de cavitation (voir [15]), dont deux sont déterminés par lecture sur la courbe :

- σ_0 plus basse valeur de σ pour laquelle le rendement n'est pas encore affecté par la cavitation ;
- σ_x valeur de σ pour laquelle le rendement subit une diminution $\Delta\eta = x$ due à la cavitation.

Par ailleurs, l'observation de la cavitation sur l'aubage du modèle (M) montre que ce phénomène se manifeste sous forme de bulles pour des valeurs de σ supérieures à σ_0 , sans que le rendement en soit affecté. A ce stade, déjà, la cavitation peut entraîner des dommages non négligeables sur le prototype (E). Pour écarter cet inconvénient, on définit, pour chaque régime considéré, une valeur limite σ_{ad} au-dessus de laquelle la machine industrielle (E) travaille pratiquement à l'abri de la cavitation. La valeur donnée à σ_{ad} ne découle pas de formules, mais résulte, en général, de l'interprétation donnée par le spécialiste expérimenté aux observations visuelles effectuées au cours des essais.

Actuellement, aucun code ne donne de lois faisant intervenir les critères sur lesquels se fonde une telle interprétation. Il n'est donc pas étonnant de constater que les mêmes résultats d'essais conduisent, de cas en cas, à l'adoption de différentes valeurs de σ_{ad} .

Notre étude fait intervenir un certain nombre de considérations propres à faciliter l'utilisation des lois statistiques de l'abaque. La pompe constituant la machine hydraulique la plus exposée à la cavitation, la suite du développement est limitée à ce type de machine.

Dans le plan $\sigma - \phi_{1i}$ ou $\sigma - \dot{V}$ de la figure 8, le lieu σ_{ad} est désigné par $\sigma_{ad(\alpha)}$ et $\sigma_{ad(\beta)}$ selon qu'à cette valeur limite correspond une apparition de la cavitation sur l'intrados (côté pression), respectivement sur l'extrados (côté dépression) [8].

5.12 Chiffre de cavitation et installation

Le chiffre de cavitation de l'installation σ_J [-] est calculé à partir des grandeurs réelles caractérisant un aménagement donné. Pour chaque régime, une pompe équipant l'installation est à l'abri de la cavitation tant que la condition suivante est satisfaite :

$$\sigma_J > \sigma_{ad} \quad [-] \quad (32)$$

En raison des fluctuations du niveau aval, pour une même chute de fonctionnement, Z_s peut prendre des valeurs différentes, ce qui explique que reportés dans le plan $\dot{V} - \sigma$ le lieu de σ_J est une surface. Pour que la condition (32), énoncée plus haut, soit remplie, il faut que cette surface soit située au-dessus de $\sigma_{ad(\alpha)}$ et $\sigma_{ad(\beta)}$.

La figure 8 met clairement en évidence l'influence qu'a l'étendue de la plage de fonctionnement d'une pompe sur la position réciproque de la surface σ_J et les lieux $\sigma_{ad(\alpha)}$ et $\sigma_{ad(\beta)}$.

En d'autres termes, pour une pompe donnée, la hauteur d'implantation découlant de cette condition varie selon que les fluctuations de la chute sont grandes (cas A) ou petites (cas B). A l'inverse, pour une installation où la cote d'implantation de la pompe est imposée, le choix de la pompe est conditionné par l'importance des variations de la chute. En outre, on remarquera qu'à l'influence des fluctuations de la chute peut se combiner celle des variations du niveau aval, ces dernières intervenant directement dans le calcul de σ_J .

En raison de la complexité du problème ainsi posé, lors du choix définitif des caractéristiques d'une pompe, seule une étude effectuée pour le cas considéré, utilisant des résultats d'essais de cavitation sur modèle, permet de résoudre le problème en fonction des conditions posées par l'installation.

Pour un avant-projet, un calcul ne faisant intervenir que le régime nominal de fonctionnement nécessite la définition d'une valeur unique du chiffre de cavitation, rapportée à ce régime, qui permette de calculer une hauteur d'implantation telle qu'à tous les régimes la pompe soit à l'abri de la cavitation.

La recherche d'une telle valeur, peu aisée par certains côtés, est facilitée, en revanche, par l'existence pour un même régime de référence, d'une relation, que démontre l'examen des triangles de vitesses et que l'expérience confirme largement, entre le chiffre de rotation v_R de la roue et son chiffre de cavitation σ_{ad} [16].

Dans une première étape, à partir de valeurs numériques du chiffre de cavitation σ_J d'installations existantes, équipées chacune d'une pompe caractérisée par un chiffre de rotation v_R connu, nous avons déterminé une valeur $\bar{\sigma}_{ad}$ propre à chacune de ces pompes (fig. 8 : $\bar{\sigma}_{ad_A}$ et $\bar{\sigma}_{ad_B}$).

Sur la figure 19, où sont rassemblées toutes les données à disposition, deux droites expriment graphiquement les relations $\bar{\sigma}_{ad} = f(v_R)$ propres à deux types de roues, avec et sans arbre traversant. Les points représentatifs des

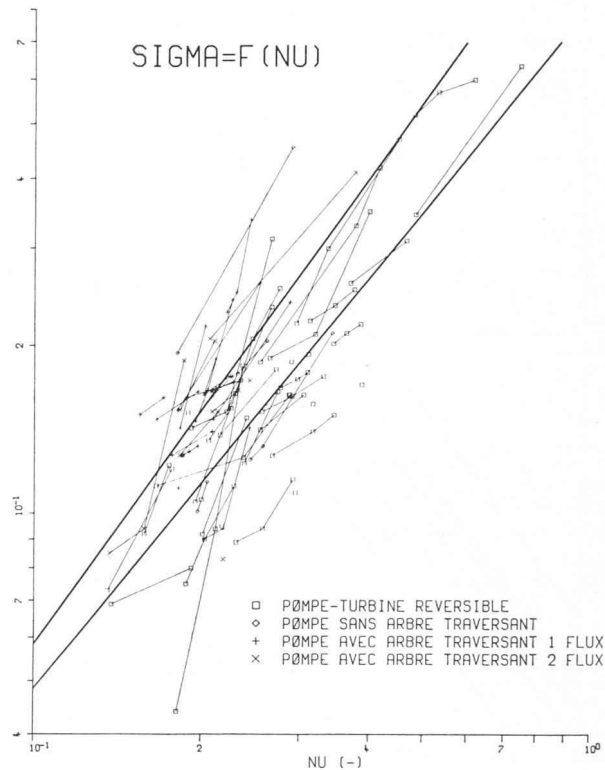


Fig. 19. — Relations statistiques entre le chiffre de cavitation σ ($\bar{\sigma}_{ad}$ dans le texte) et le chiffre de rotation v (v_R dans le texte) de pompes et pompes-turbines. La droite supérieure est relative aux roues avec arbre traversant, l'autre aux roues sans arbre traversant.

différents régimes de fonctionnement d'une même pompe sont reliés entre eux par des lignes fines. Pour la statistique établie par l'ordinateur, par définition, seules les grandeurs des régimes nominaux interviennent dans les calculs.

Les valeurs de $\bar{\sigma}_{ad}$ déterminées à l'aide de ces deux droites sont utilisables sans restriction chaque fois que les fluctuations de la chute n'excèdent pas quelque 5 à 6 %.

La comparaison de la relation établie par l'IMH pour les roues sans arbre traversant avec celles proposées par d'autres auteurs est réalisée par le diagramme de la figure 20 [17], [18], [19], [20].

Il ressort des formules du type $\sigma = a \cdot v^b$, expressions mathématiques des différentes droites représentées, que la moitié des auteurs ont adopté l'exposant $b = 4/3$, qui correspond aux développements tendant à établir théoriquement une formule de ce genre [16].

La pratique prouve que la transposition des caractéristiques ne saurait se faire à l'aide de la seule relation (30), mais qu'elle doit également tenir compte de la chute, qui n'est pas sans influence sur le phénomène de cavitation et ses effets destructeurs. C'est ce que montre la statistique, puisque les machines à petit chiffre de rotation, qui équipent les hautes chutes, présentent un $\bar{\sigma}_{ad}$ plus élevé que celui que la théorie leur attribuerait. Cela se traduit par un exposant $b < 1,33$ pour les autres relations de cette figure.

Dans une deuxième étape, nous avons tenté de mettre en évidence l'influence des fluctuations de la chute sur la relation $\bar{\sigma}_{ad} = f(v_R)$, pour les pompes et les pompes-turbines à arbre non traversant. Tant que les variations du niveau aval sont faibles, l'incidence des fluctuations

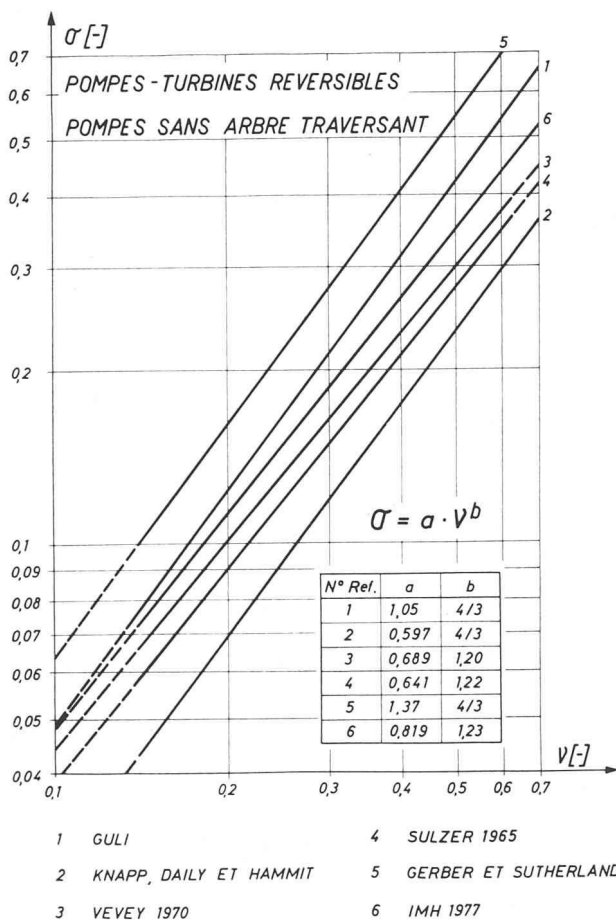


Fig. 20. — Comparaison de relations statistiques entre le chiffre de cavitation σ et le chiffre de rotation ν de pompes.

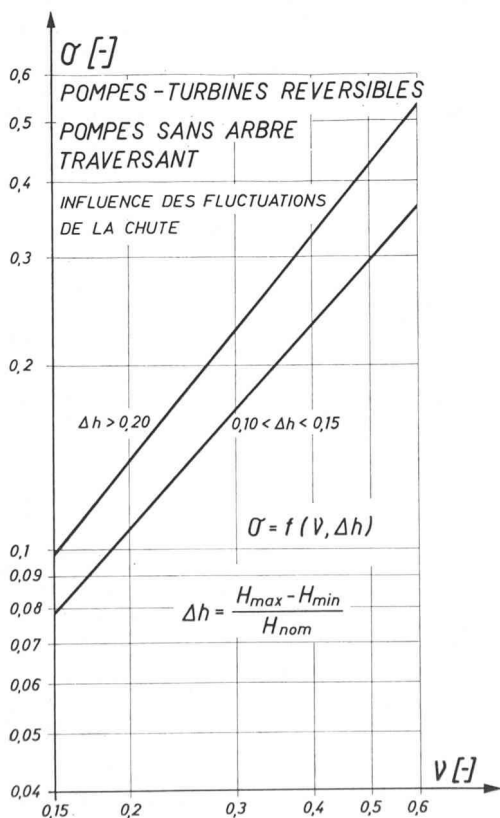


Fig. 21. — Relations statistiques entre le chiffre de cavitation σ et le chiffre de rotation ν de pompes : influence des fluctuations importantes de la chute.

de la chute sur cette relation se traduit par un effet facile à mettre en évidence, comme le montre la figure 21.

En raison du caractère statistique de notre étude et de la définition assez peu rigoureuse de $\bar{\sigma}_{ad}$ qu'il entraîne, les relations exprimées graphiquement par les figures 20 et 21 présentent une certaine marge d'incertitude, le plus souvent sans effet notable sur la validité des résultats. Néanmoins, une certaine prudence est de mise dans l'interprétation de ces derniers, quand il s'agit de cas particuliers ou extrêmes.

Dans le diagramme ⑧ pour les pompes, respectivement ⑧' pour les pompes-turbines, on a reporté les différentes relations $\bar{\sigma}_{ad} = f(\nu_R)$ qui, pour le régime nominal, permettent de déterminer $g \cdot Z_s$, respectivement Z_s , en fonction de l'énergie gH_R , respectivement H_R , à l'aide du diagramme ⑨.

En effet, compte tenu d'une valeur moyenne de

$$\frac{P_a}{\mu} - \frac{P_v}{\mu} = 93,2 \text{ [J/kg]} \text{ correspondant à } H_a - H_v = 9,5 \text{ m.}$$

ce diagramme est la transposition graphique de l'expression

$$g \cdot Z_s = \frac{P_a}{\mu} - \frac{P_v}{\mu} - \sigma \cdot gH_R \quad \text{[J/kg]} \quad (31')$$

qui définit ainsi une relation univoque entre Z_s et ν pour chaque valeur de H_R .

Pour le choix d'une pompe, on peut donc pour une valeur de H_R donnée, Z_s étant fixé, déterminer le chiffre de rotation ν_R correspondant, de manière que la roue de son premier étage ait un fonctionnement caractérisé par un chiffre de cavitation σ compatible avec la limite fixée par la statistique.

En jouant sur le nombre d'étages e , on peut obtenir H_R , respectivement Z_s , plusieurs fois à partir d'un H imposé par l'installation et comparer les résultats obtenus. Après avoir procédé graphiquement à la détermination de ν à partir de ν_R dans le diagramme ①, on peut passer au calcul de la vitesse de rotation.

5.13 Vitesse de rotation

Les démarches précédentes ont conduit aux choix des paramètres nécessaires à la détermination de la vitesse de rotation à partir de la relation (16) mise sous la forme

$$N = \nu \cdot \frac{(2gH)^{3/4}}{(\dot{V}/\pi)^{1/2}} \quad \text{[rad/s]} \quad (16')$$

Sur le plan graphique, le diagramme ⑦ permet de réaliser cette opération. En effet, les réseaux $H-\dot{V}$ du diagramme ④ sont disposés de telle sorte que chaque oblique constitue un lieu où

$$\frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} = \frac{\nu}{N} = c^{ste} \quad \text{[s/rad]} \quad (16'')$$

si bien que l'intersection de ce réseau avec celui, oblique, du chiffre de rotation définit un réseau de la vitesse de rotation N ou, à une constante près, \dot{N} . Ainsi, à l'intersection de l'oblique passant au croisement des droites correspondant à la chute H et du débit \dot{V} avec la droite relative à ν correspond la vitesse cherchée.

Nous l'avons vu sous chiffre 5.4, la vitesse de rotation d'une machine hydraulique accouplée à une machine électrique synchrone ne peut être que synchrone.

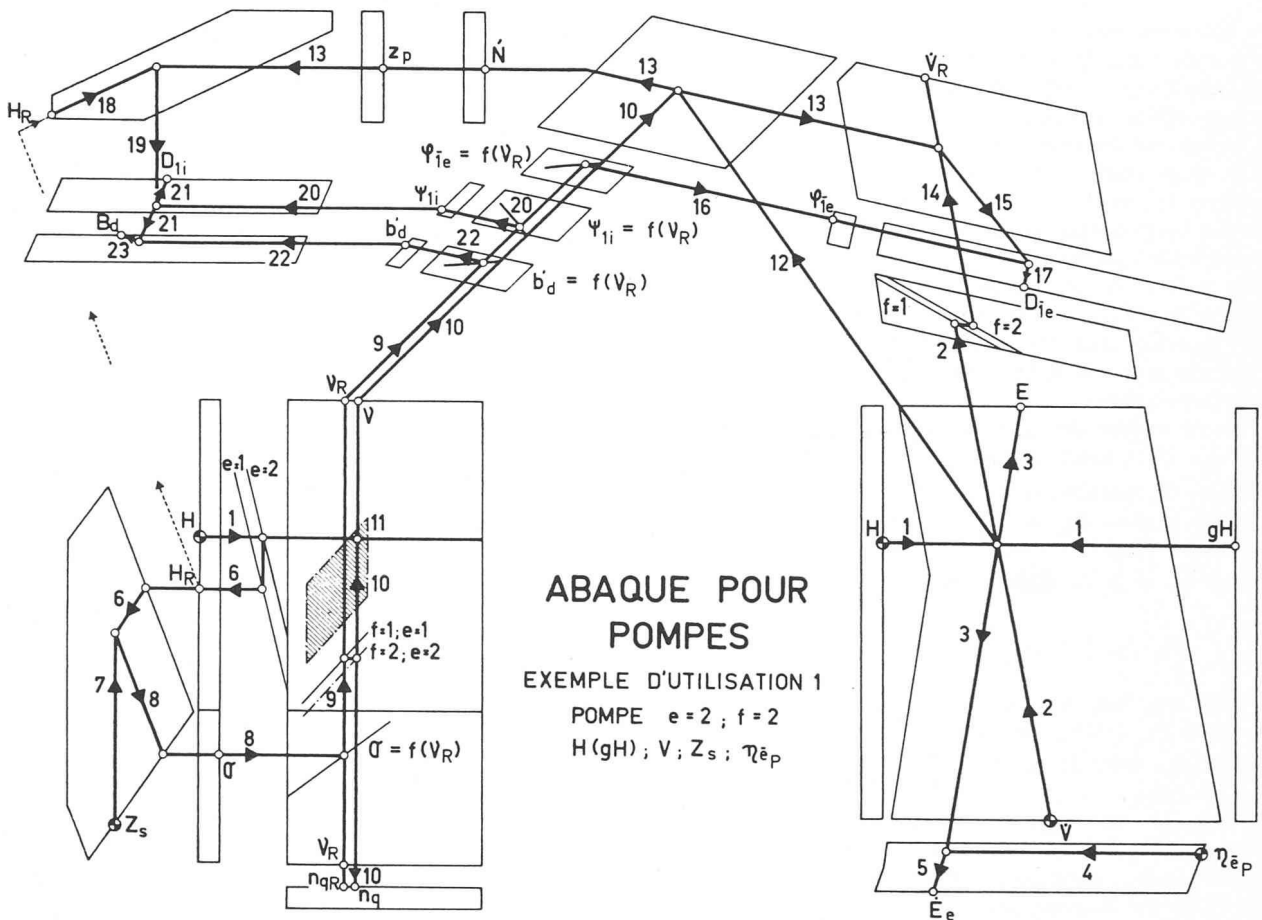


Fig. 22. — Exemple d'utilisation de l'abaque pour la détermination du type, de la vitesse de rotation et des dimensions d'une pompe: cas choisi $e = 2$; $f = 2$.

1. Horizontale par H ou gH imposé par l'installation;
2. Oblique par \dot{V} choisi (dépend de l'installation et du nombre de groupes choisis);
3. Oblique \dot{E} passant par l'intersection (1-2);
4. Horizontale par $\eta_{\dot{e}P}$ estimé;
5. Oblique \dot{E}_e passant par l'intersection (3-4);
6. Horizontale puis oblique H_R déterminée à partir de 1 en utilisant le réseau [$e = 1 \div 7$] et [$e = 2$] et [$e = 1$];
7. Verticale par Z_s imposé par l'installation ou choisi arbitrairement pour la comparaison de différents cas;
8. Oblique puis horizontale σ passant par l'intersection (6-7);
9. Verticale et oblique v_R (ou η_{qR}) passant par l'intersection de 8 avec la courbe $\sigma = f(v_R)$;

10. Verticale et oblique v (ou η_q) déterminée à partir de 9 en utilisant le réseau [$e = 1 \div 7$; $f = 1 \div 2$] entre [$e = 1$; $f = 1$] et [$e = 1$; $f = 2$];
11. L'intersection (1-10) doit se trouver dans la plage correspondant aux nombres d'étages e et de flux f choisis. Si cette condition n'est pas remplie opérer un retour en arrière;
12. Oblique passant par l'intersection (1-2);
13. Oblique puis horizontale \dot{N} , resp. z_p par l'intersection (10-12). L'intersection (10-12) définit \dot{N} quelconque. Choisir une valeur de \dot{N} synchrone (de préférence normalisée) situé immédiatement au-dessous dans l'échelle, correspondant à une valeur de Z_s plus faible, donc à une valeur de v plus faible, donc à une valeur de σ (donc à une contrepression plus petite). Si Z_s est imposé on dispose alors d'une certaine marge de sécurité vis-à-vis du danger de

- cavitation. Opérer un retour en arrière si nécessaire;
14. Oblique \dot{V}_R déterminée à partir de 2 en utilisant le réseau [$f = 1 \div 2$];
15. Oblique passant par l'intersection (13-14);
16. Oblique ϕ_{1e} passant par l'intersection (9- $\phi_{1e} = f(v_R)$);
17. Oblique D_{1e} passant par l'intersection (15-16);
18. Oblique H_R selon 6;
19. Verticale passant par l'intersection (13-18);
20. Oblique puis horizontale ψ_{1i} passant par l'intersection (9- $\psi_{1i} = f(v_R)$);
21. Oblique D_{1i} passant par l'intersection (19-20);
22. Oblique puis horizontale b_a passant par l'intersection (9- $b'_a = f(v_R)$);
23. Oblique B_a passant par l'intersection (21-22).

La vitesse de rotation N donnée par la relation (16') concrétisée par le diagramme ⑦ à l'échelle de \dot{N} ne coïncide que rarement avec une vitesse possible. On choisit d'ordinaire la vitesse synchrone normalisée, donnée par (11) ou (11') pour une fréquence $F = 50$ Hz, venant immédiatement au-dessous de celle déjà calculée. Le chiffre de rotation correspondant est un peu plus faible.

Il en va de même de σ , de sorte qu'à Z_s donné, il existe une certaine marge de sécurité vis-à-vis du danger de cavitation.

L'échelle ⑦' donne le nombre de paires de pôles z_p correspondant aux vitesses synchrones pour une fréquence $F = 50$ Hz.

5.14 Dimensions caractéristiques de la roue et de la machine

Dans l'étude d'un avant-projet, la connaissance des dimensions générales de la pompe ou de la pompe-turbine, même approximatives, est indispensable. Ces données conditionnent la construction de la centrale.

En fait, comme cela a été dit sous chiffre 5.6, la géométrie d'une machine hydraulique étant définie par son chiffre de rotation, il suffit de déterminer une dimension de référence pour fixer l'encombrement général de la machine.

Les diamètres d'entrée $D_{1e} = 2 \cdot R_{1e}$ et de sortie $D_{1i} = 2 \cdot R_{1i}$ (en se référant au sens d'écoulement « pompe ») constituent des repères classiques pour les dimensions abso-

lues d'une machine hydraulique. Il en va de même de la hauteur du canal de la roue B_a et du diamètre nominal du distributeur $D_a = 2 \cdot R_a$ (cette dernière dimension pour les pompes-turbines seulement).

Connaissant les chiffres de débit ϕ_{1e} et d'énergie ψ_{1i} définis sous chiffre 5.6, il est possible de calculer les diamètres D_{1e} et D_{1i} .

Quant aux valeurs relatives b'_a et r'_a , elles permettent de calculer la hauteur B_a et le diamètre D_a à partir de D_{1i} .

Les valeurs de ϕ_{1e} , ψ_{1i} , b'_a et r'_a sont exprimées en fonction de v_R par les courbes statistiques déjà mentionnées, reportées dans les diagrammes (10), (11), (12) pour les pompes et dans les diagrammes (10'), (11'), (12') et (13') pour les pompes-turbines.

Par un artifice de disposition graphique semblable à celui que nous avons évoqué précédemment au sujet de la vitesse de rotation, il est possible, connaissant v_R , \dot{V}_R et N , de trouver D_{1e} sur le diagramme (15). En effet, les droites de rappel parallèles situées au croisement des réseaux \dot{V}_R et N du diagramme (14) réalisent la condition

$$D_{1e} \cdot \phi_{1e}^{1/3} = 2 \cdot \left[\frac{\dot{V}_R / \pi}{N} \right]^{1/3} = C^{ste} \quad [m] \quad (33)$$

de sorte que leur intersection avec le réseau ϕ_{1e} définit un réseau $D_{1e} = 2R_{1e}$ sur lequel, à partir de valeurs données de ϕ_{1e} , donc de v_R , \dot{V}_R et N , on peut lire la valeur D_{1e} cherchée.

L'ensemble des diagrammes (16) et (17) constitue l'expression graphique des relations permettant de déterminer D_{1i} à partir de ψ_{1i} , donc de v_R , H_R et N .

A l'aide des diagrammes (18) et (19) on peut finalement déterminer les dimensions B_a et D_a à partir de D_{1i} et de v_R .

Fig. 23.

A. Caractéristiques « Pompe » et dimensions de la machine

1. Horizontale par H_P ou gH_P imposé par l'installation;
2. Oblique par \dot{V}_P choisi (dépend de l'installation et du nombre de groupes choisis);
3. Oblique \dot{E}_P passant par l'intersection (1-2);
4. Horizontale par η_{eP} estimé;
5. Oblique \dot{E}_{eP} passant par l'intersection (3-4);
6. Horizontale puis oblique $H_{RP} = H_P$;
7. Verticale par Z_s imposé;
8. Oblique puis horizontale σ passant par l'intersection (6-7);
9. Verticale et oblique $v_P \equiv v_R$ passant par l'intersection de 8 avec la courbe $\sigma = f(v_R; \Delta H)$ correspondant au ΔH choisi;
10. L'intersection (1-9) doit se trouver dans la bande statistique $v_{P(T)} = f(H_P)$. Si cette condition n'est pas remplie, opérer un retour en arrière. Choisir une autre valeur de \dot{V}_P ou/et de Z_s ;
11. Oblique v_P obtenue par passage au réseau principal de l'oblique 9;
12. Oblique passant par l'intersection (1-2);
13. Oblique puis horizontale \dot{N} (resp. z_P) par l'intersection (11-12). L'intersection (11-12) définit \dot{N} quelconque. (Suite du commentaire selon chiffre 13 de l'exemple d'utilisation 1);
14. Oblique ϕ_{1e} , ψ_{1i} , b'_a et r'_a nécessaires à la détermination de R_{1e} , R_{1i} , B_a et R_a . Constructions semblables à celles décrites dans l'exemple d'utilisation 1;
15. Oblique ϕ_{1e} , ψ_{1i} , b'_a et r'_a nécessaires à la détermination de R_{1e} , R_{1i} , B_a et R_a . Constructions semblables à celles décrites dans l'exemple d'utilisation 1;

B. Caractéristiques « Turbine »

18. Horizontale v_P correspondant à la verticale 9;

19. Verticale puis oblique passant par l'intersection (18 - $v_{(P)T} = f(v_{P(T)})$);
20. Oblique v_T obtenue par passage au réseau principal de l'oblique 19;
21. Oblique passant par l'intersection (13-20), (pour même vitesse de rotation \dot{N} synchrone en pompe et en turbine. Si la vitesse $\dot{N}_T \neq \dot{N}_P$, choisir une oblique 13' correspondant à \dot{N}_T et rechercher l'intersection (13'-20));
22. Horizontale H_T ou gH_T imposée par l'installation;
23. Oblique \dot{V}_T passant par l'intersection (21-22);
24. Oblique \dot{E}_T passant par l'intersection (22-23) \equiv (21-22);
25. Horizontale par η_{eT} estimé;
26. Oblique \dot{E}_{eT} passant par l'intersection (24-25);
27. L'intersection (19-22) doit se trouver dans la bande statistique $v(P)T = f(H_T)$. L'interprétation des résultats des constructions opérées sous lettre B tiendra compte de la dispersion des données statistiques mises en évidence par la figure 11.

Fig. 24.

Constructions relatives au modèle (M) :

1. Horizontale par H_M ou gH_M donné;
2. Oblique par $\dot{V}_M (= \dot{V}_{RM} \text{ pour } f = 1)$ donné;
3. Oblique passant par l'intersection (1-2);
4. Horizontale, puis oblique par \dot{N}_M donné;
5. Oblique v_M passant par l'intersection (3-4);
6. Oblique par D_{1eM} donné;
7. Oblique passant par l'intersection (2-4);

6. Mode d'emploi sommaire de l'abaque

Pour faciliter l'emploi de l'abaque à l'utilisateur pressé, désireux d'en faire, non pas le prétexte à des développements didactiques, mais un instrument de travail, nous présentons ici, de façon volontairement très succincte, quelques exemples pratiques. Pour la définition des symboles, le lecteur se reportera soit à l'abaque, soit aux définitions relatives aux formules contenues dans le texte précédent.

Les exemples proposés sont les suivants :

6.1 Détermination du type, de la vitesse de rotation et des dimensions d'une pompe

L'exemple de la figure 22 concerne une pompe à plusieurs étages et à plusieurs flux. Il illustre la marche à suivre pour déterminer le type (nombre d'étages e et de flux f) et les caractéristiques (vitesse N et chiffre de rotation v , puissance \dot{E}_e , chiffres de débit ϕ_{1e} et d'énergie ψ_{1i} , dimensions principales R_{1e} , R_{1i} , B_a , R_a) d'une pompe à partir de la chute H , du débit \dot{V} , de la hauteur d'aspiration Z_s et du rendement η_{eP} .

La figure comporte une légende explicative suffisante à la compréhension de chaque étape de la construction fléchée.

6.2 Quelques compléments relatifs à la détermination de grandeurs relatives à une pompe-turbine réversible

La pompe-turbine réversible, dont la roue réalise un compromis susceptible de satisfaire aux exigences d'une double exploitation en pompe et en turbine, occupe une place particulière dans l'abaque.

8. Oblique ϕ_{1eM} passant par l'intersection (6-7);
9. Oblique par D_{1eM} donné;
10. Oblique par $H_{eM} (= H_M \text{ pour } e = 1)$ donné;
11. Verticale passant par l'intersection (4-10);
12. Horizontale ψ_{1iM} passant par l'intersection (9-11);

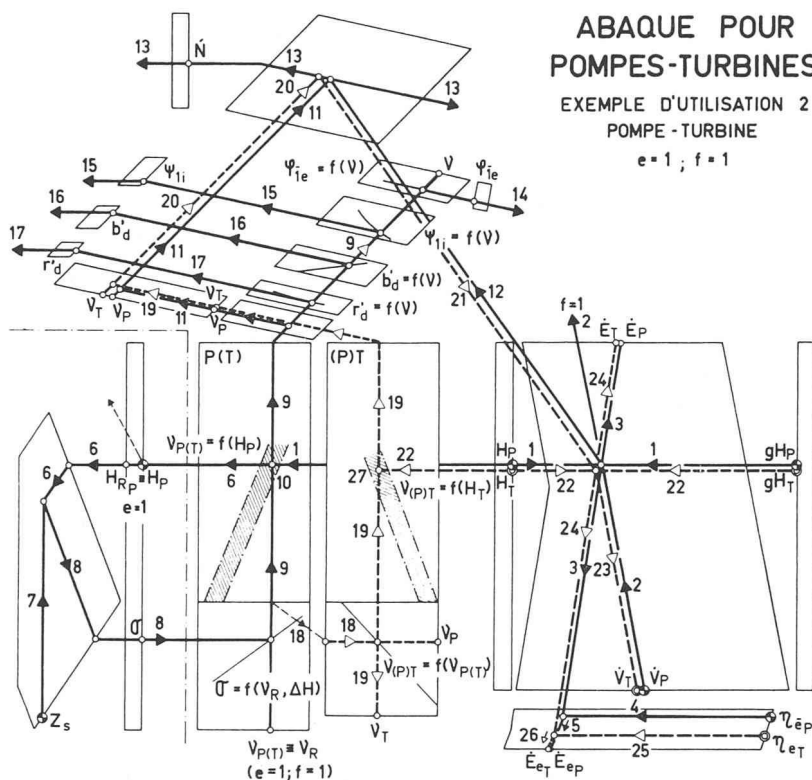
Constructions relatives à l'exécution (E) :

13. Horizontale par H_E ou gH_E donné, se prolongeant par $H_{RE} (= H_E \text{ pour } e = 1)$;
14. Oblique par $\dot{V}_E (= \dot{V}_{RE} \text{ pour } f = 1)$ donné;
15. Oblique passant par l'intersection (13-14);
16. Oblique $v_E \equiv v_M$ (confondue avec 5);
17. Oblique, puis horizontale \dot{N}_E passant par l'intersection (15-16);
18. Oblique passant par l'intersection (14-17);
19. Oblique $\phi_{1eE} \equiv \phi_{1eM}$ (confondue avec 8);
20. Oblique D_{1eE} passant par l'intersection (18-19);
21. Oblique par $H_{RE} (= H_E \text{ pour } e = 1)$ donné;
22. Verticale passant par l'intersection (17-21);
23. Horizontale $\psi_{1iE} \equiv \psi_{1iM}$ (confondue avec 12);
24. Oblique D_{1iE} passant par l'intersection (22-23).

Les constructions concernant \dot{E}_{eM} et \dot{E}_{eE} connaissant η_{ePM} , respectivement η_{ePE} , ainsi que Z_{sE} à partir de $\sigma_E \equiv \sigma_M$ et de $H_E = H_{RE}$ ne sont pas numérotées.

ABAUQUE POUR POMPES-TURBINES

EXEMPLE D'UTILISATION 2
POMPE - TURBINE
 $e = 1 ; f = 1$



POMPE $H_p (gH_p) ; \dot{V}_p ; Z_s ; \eta_{ep}$

TURBINE $H_T (gH_T) ; \eta_{eT}$

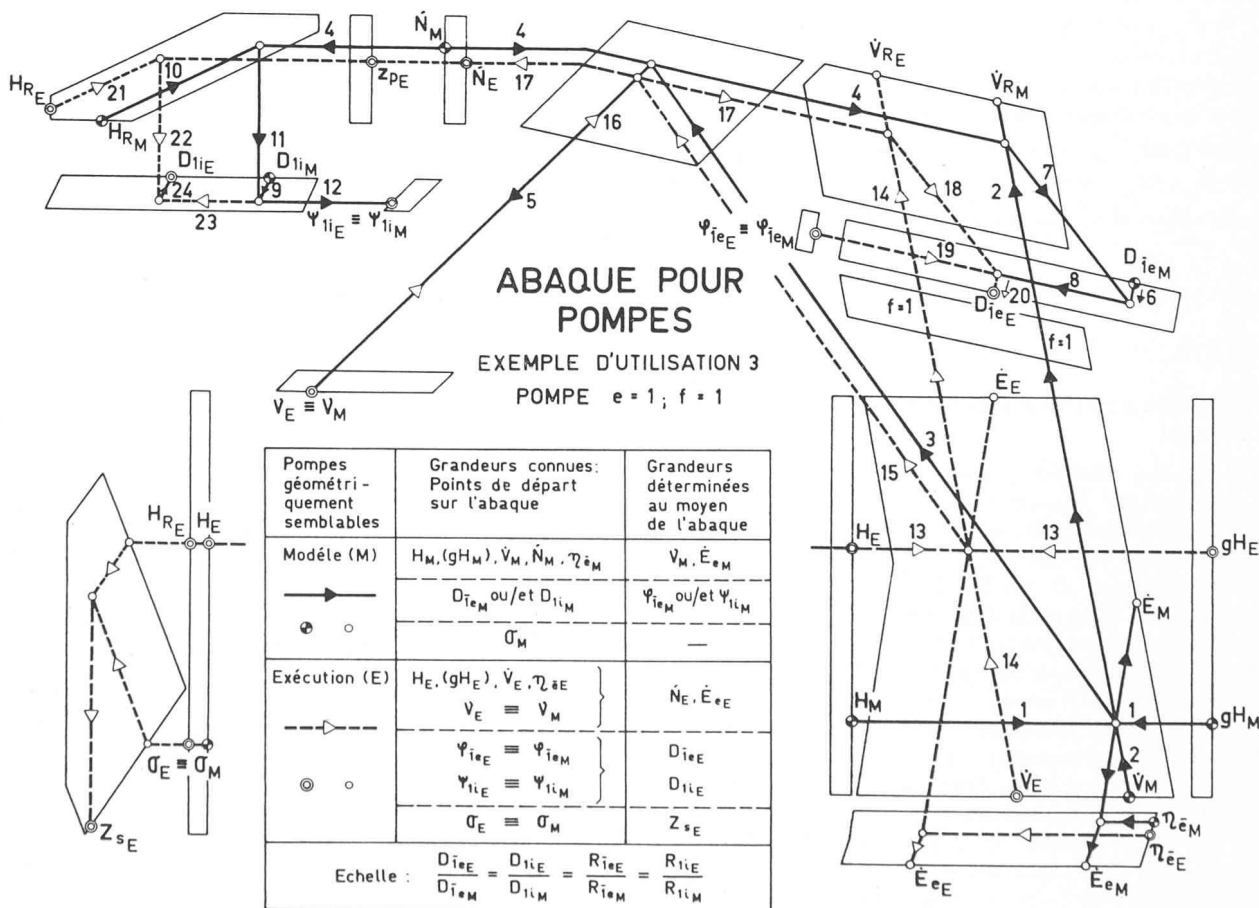


Fig. 23. — Exemple d'utilisation de l'abaque pour la détermination des caractéristiques d'une pompe-turbine réversible ($e = 1 ; f = 1$). Cet exemple ne comprend pas la détermination des dimensions absolues pour laquelle la marche à suivre est identique à celle de l'exemple d'utilisation 1.

(Explications, voir page ci-contre).

Fig. 24. — Exemple d'utilisation de l'abaque pour la détermination de l'échelle existant entre deux machines géométriquement semblables (modèle « M » et exécution « E », par exemple).

(Explications, voir page ci-contre).



En raison de la nature physique des écoulements, c'est le service en pompe qui conditionne essentiellement le choix de la géométrie et des dimensions de la pompe-turbine. Ce sont donc les caractéristiques de fonctionnement en pompe qui constituent le point de départ des démarches tendant à la détermination du type, de la vitesse de rotation et des dimensions d'une telle machine. La figure 23 illustre les premières opérations de la marche à suivre.

A partir des résultats ainsi obtenus, il convient de vérifier si les caractéristiques de fonctionnement en turbine remplissent les conditions prévues pour l'exploitation de l'installation. La suite d'opérations nécessaires à ce contrôle est illustrée par la même figure.

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, une nouvelle approche du problème posé par le choix de la pompe-turbine est nécessaire. On répète alors les opérations en tenant compte des premiers résultats.

6.3 Détermination de l'échelle existant entre deux machines géométriquement semblables

L'exemple de marche à suivre, figure 24, concerne une pompe à un étage et un flux. Il montre comment déterminer le diamètre d'une roue de dimensions industrielles à partir des caractéristiques connues d'un modèle (ou d'une autre roue) géométriquement semblable.

Les grandeurs du modèle (M) servant de points de départ pour les opérations sont rassemblées dans le tableau faisant corps avec la figure.

Dans un premier temps, l'abaque permet de déterminer v_M , ϕ_{1eM} et/ou ψ_{1iM} , ainsi que \dot{E}_{eM} .

La turbine de dimensions industrielles (E), géométriquement semblable au modèle (M), présente des caractéristiques de fonctionnement semblables pour $v_E \equiv v_M$; avec $\phi_{1eE} \equiv \phi_{1eM}$, respectivement $\psi_{1iE} \equiv \psi_{1iM}$.

H_E est imposé par l'installation et \dot{N}_E , évalué au cours d'une première approximation, l'est également, mais par la machine électrique (vitesse synchrone). L'abaque permet de déterminer \dot{V}_E , voisin du débit requis, et, accessoirement, \dot{E}_{eE} , D_{1eE} et/ou D_{1iE} peuvent également être obtenus. En outre, si $\sigma_E \equiv \sigma_M$ est connu, on trouve facilement Z_{sE} .

$$\text{L'échelle est donnée par } \frac{D_{1eE}}{D_{1eM}} \equiv \frac{D_{1iE}}{D_{1iM}}.$$

7. Conclusions

La présentation de l'abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles a été le prétexte à quelques digressions générales concernant ces machines hydrauliques.

Nous avons volontairement laissé de côté nombre de questions intéressantes, pour ne pas sortir du cadre limité que nous avons fixé à ces développements.

On aurait pu, notamment, mettre en évidence les frontières que les techniques de construction et la résistance des matériaux imposent à la réalisation des grandes unités. Ou encore s'attarder sur les problèmes posés par les conditions d'écoulement existant dans les pompes et plus particulièrement dans les pompes-turbines. Ces différents sujets constituent à eux seuls de vastes champs d'études.

En ce qui concerne la cavitation, nous avons essayé de mieux mettre en évidence les relations qui lient v , σ , H , Z_s et les variations de ces valeurs en fonction des fluctuations de niveau des bassins.

Cette tentative aurait conduit à des résultats plus rigoureux si nous avions disposé de données statistiques plus abondantes et plus précises. Malgré cela, dans ce domaine, le nouvel abaque pour pompes et pompes-turbines présente un net progrès par rapport au premier, pour turbines, sans épuiser le sujet, cependant.

Nous pourrions ainsi multiplier les exemples tendant à montrer que la discussion de l'abaque peut servir de départ à des développements plus subtils dans la théorie des machines hydrauliques.

En outre, nous aimerions insister sur le fait que l'abaque original se présente sous forme d'une planche de 1070 x 1640 mm. Sa lecture est évidemment beaucoup plus facile que celle de la réduction qui accompagne ce texte. Nous ne pouvons que recommander au lecteur intéressé par cet instrument de travail de se reporter à une copie à l'échelle 1 : 1, disponible à notre institut.

Adresse de l'auteur :

Jean-Emile Graeser, ingénieur EPFL
Chargé de cours à l'EPFL
Institut de machines hydrauliques
26, avenue de Cour
CH-1007 Lausanne

Divers

La première centrale à réservoir d'air avant sa mise en service

Lorsque les conditions topographiques le permettent, des installations d'accumulation-pompage hydrauliques peuvent parfaitement convenir pour accumuler pendant la nuit le travail électrique résultant de l'excès de puissance de la centrale par un médium intermédiaire, l'eau, et de la redélivrer au cours de la journée au moment des pointes. Cependant en plaine, les centrales à réservoir d'air offrent une possibilité lorsque le site ne présente pas de différences de hauteur suffisantes pour construire des centrales d'accumulation-pompage hydrauliques rentables.

Dans le cas des centrales à réservoir d'air, de l'air est refoulé sous haute pression dans des cavernes souterraines pendant les périodes de faible charge et y est accumulé pour être utilisé pendant les pointes pour l'entraînement d'une turbine. Pour que la consommation et de ce fait l'accumulateur d'air coûteux atteignent le niveau minimum

possible pour un montant d'énergie déterminé fourni par l'alternateur, l'air est chauffé avec un combustible avant d'entrer dans la turbine comme pour n'importe quelle turbine à gaz normale. Toutefois avec la turbine à gaz à réservoir d'air, la consommation de combustible par kilowatt/heure d'énergie produite par l'alternateur ne s'élève qu'à environ 35-50 % de celle d'une turbine à gaz normale.

La figure 1 représente le schéma d'une centrale à réservoir d'air. Du fait des pressions d'accumulation élevées nécessaires, la compression de même que l'expansion de l'air sont réalisées en deux étapes. Comme dans le cas d'une installation d'accumulation-pompage hydraulique, l'alternateur fait également ici fonction de machine d'entraînement dans le mode pompage et de générateur d'énergie électrique dans le mode turbine. (suite p. 379)