

Abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles

Autor(en): **Graeser, Jean-Émile**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **104 (1978)**

Heft 21

PDF erstellt am: **11.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-73556>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Abaque pour pompes et pompes-turbines réversibles

par JEAN-ÉMILE GRAESER, Lausanne (suite)¹

Le choix de ces trois paramètres de base gH ou H , \dot{V} et N ou \dot{N} , pour définir la ou les machines hydrauliques correspondant aux différentes possibilités d'équipement d'une centrale, dépend essentiellement des caractéristiques de l'installation.

5. L'abaque et les caractéristiques des pompes et des pompes-turbines réversibles

5.1 Energie massique, hauteur de refoulement ou de chute

Quel que soit l'équipement hydro-mécanique envisagé, l'énergie massique gH [J/kg] (ou la hauteur manométrique de refoulement H [m], éventuellement H_P [m]; respectivement la hauteur de chute H [m], éventuellement H_T [m]) sous laquelle la pompe, respectivement la turbine, est appelée à travailler, constitue le point de départ de nos développements, puisque ce paramètre est imposé à la machine par l'installation.

L'énergie massique de l'installation gH_J (ou la chute brute H_{br}) est égale à la différence des énergies massiques existant aux limites amont VII et aval VII' de l'installation :

$$gH_J = gH_{VII} - gH_{VII'} \quad [\text{J/kg}] \quad (4)$$

La figure 7 illustre, dans le cas particulier d'une pompe, la relation qui existe entre cette énergie massique gH_J et celle gH fournie par la machine à l'installation.

D'une façon générale, on a :

Pompe $gH = gH_P = gH_J + (gH_{r,J} + gH_{r,\bar{J}}) \quad [\text{J/kg}] \quad (5)$

Turbine $gH = gH_T = gH_J - (gH_{r,J} + gH_{r,\bar{J}}) \quad [\text{J/kg}] \quad (5')$

L'énergie massique gH ne dépend donc pas uniquement de l'état des niveaux amont et aval, mais également de l'importance des pertes de charge amont $gH_{r,J}$ et aval $gH_{r,\bar{J}}$, elles-mêmes fonctions du débit. Le fait que les pertes de charge dépendent du débit doit être retenu lors du calcul de l'énergie massique en pompe et en turbine, les termes $gH_{r,J}$ et $gH_{r,\bar{J}}$ n'étant pas les mêmes pour les deux services, caractérisés chacun par un débit nominal différent.

En raison des fluctuations des niveaux des bassins et des différents débits (une ou plusieurs machines en service) pris en considération, l'énergie massique gH_P , respectivement gH_T , varie entre des limites propres à chaque installation (fig. 8). Il est d'usage de choisir une valeur moyenne de cette énergie, correspondant à la notion bien connue de hauteur de refoulement nominale, respective-

ment de chute nette nominale. Pour l'utilisation de l'abaque, seule cette valeur particulière entrant en ligne de compte, nous l'avons nommée en abrégé chute et nous avons renoncé à affecter son symbole H d'un indice afin d'alléger les notations [8].

Cette notion de régime nominal fait l'objet d'un développement complémentaire sous chiffre 5.7. Dans l'abaque, figure 9, la chute H et l'énergie massique gH sont reportées en ordonnées des diagrammes :

- ① pour les pompes ;
- ② et ③ pour les pompes-turbines.

Cette partie de l'abaque émane des figures 10 (pompes) et 11 (pompes-turbines), qui constituent une première illustration de la présentation des données relatives à des

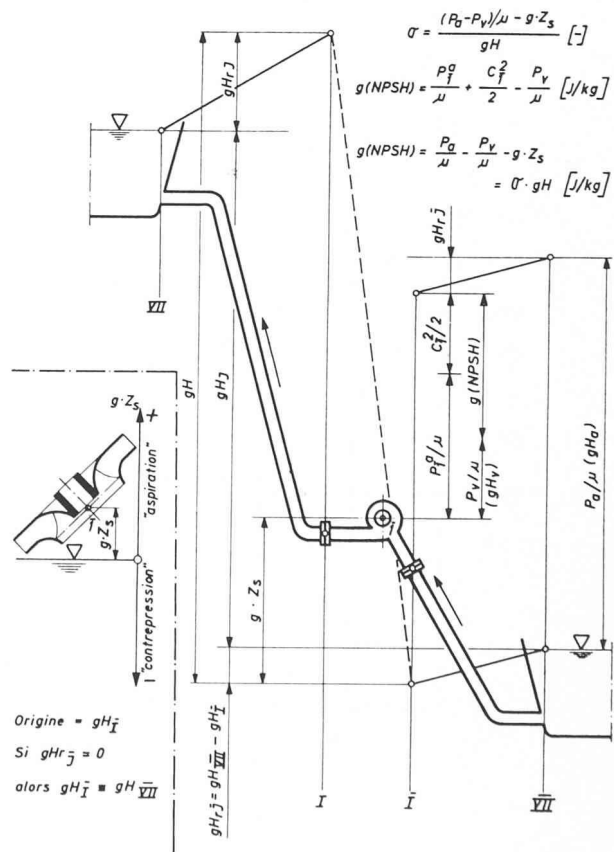


Fig. 7. — Energies massiques et cavitation : points caractéristiques d'une pompe et d'une installation.

¹ Voir *Bulletin technique de la Suisse romande* N° 18 du 31 août 1978, p. 255.

machines existantes, en vue de leur exploitation pour la détermination des caractéristiques propres à des machines à l'état de projet.

L'examen de ces figures, commentées plus longuement sous chiffre 5.8, confirme qu'il existe une relation entre la chute d'utilisation et chaque catégorie de pompes ou de pompes-turbines. Il en résulte un premier mode de classement où la chute, à elle seule, constitue un facteur de sélection lors du choix.

Des pompes à un seul étage suffisent à l'équipement des chutes moyennes et même hautes. Cependant, en raison des problèmes constructifs posés par les grandes hauteurs de refoulement, il est souvent préférable de répartir cette chute entre plusieurs étages qui sont ainsi moins sollicités. A certains domaines de chutes correspondent plusieurs catégories de pompes possibles, le choix du nombre d'étages dépend alors d'autres critères, notamment de la tenue à la cavitation de la roue de l'étage inférieur, que nous exposerons plus loin.

La figure 10 et le diagramme ① font intervenir non seulement la chute H à laquelle est soumise la pompe mais également la chute H_R propre à chaque étage. Une famille de droites $e = 1 \div 7$ permet de passer sans difficulté de l'une à l'autre de ces grandeurs.

Pour les pompes-turbines, la figure 11 ne définit qu'une plage de chute pour chacun des services, puisque seul le type centrifuge à un étage ($e = 1$) et un flux ($f = 1$) a été pris en considération lors de l'établissement des statistiques.

5.2 Débit

Le débit à utiliser est également une donnée de l'aménagement. Néanmoins, la possibilité de le fractionner en

le répartissant entre plusieurs pompes ou pompes-turbines permet un choix. Le débit nominal \dot{V} [m^3/s] unitaire dépend ainsi du nombre de groupes équipant la centrale. A moins que ce nombre ne soit imposé a priori par des conditions impératives étrangères à nos propos, son choix définitif conduisant à la solution optimale ne pourra être fait qu'en comparant différentes variantes d'équipement. Pour cette raison, les démarches que nous décrivons plus loin doivent être répétées pour différentes valeurs de \dot{V} , correspondant chacune à l'une de ces variantes.

A l'intérieur de chaque pompe, si les conditions de fonctionnement l'exigent, le débit est fractionné en deux flux.

Le débit \dot{V} de la machine intervient dans le diagramme ④. Dans le cas d'une pompe à deux flux, le débit \dot{V}_R d'une roue découle de l'utilisation du diagramme ⑤ (droites $f = 1 \div 2$).

5.3 Puissance et rendement

La paire de valeurs $H-\dot{V}$ relative à une machine hydraulique, pompe ou turbine, définit sa *puissance hydraulique* \dot{E} [kW]:

$$\dot{E} = \mu \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

où

\dot{E}	Puissance hydraulique (1 MW = 10^3 kW)	[kW]
μ	Masse volumique de l'eau (pour l'établissement de l'abaque $\mu = 1000 \text{ kg/m}^3$)	[kg/m ³]
\dot{V}	Débit-volume	[m ³ /s]

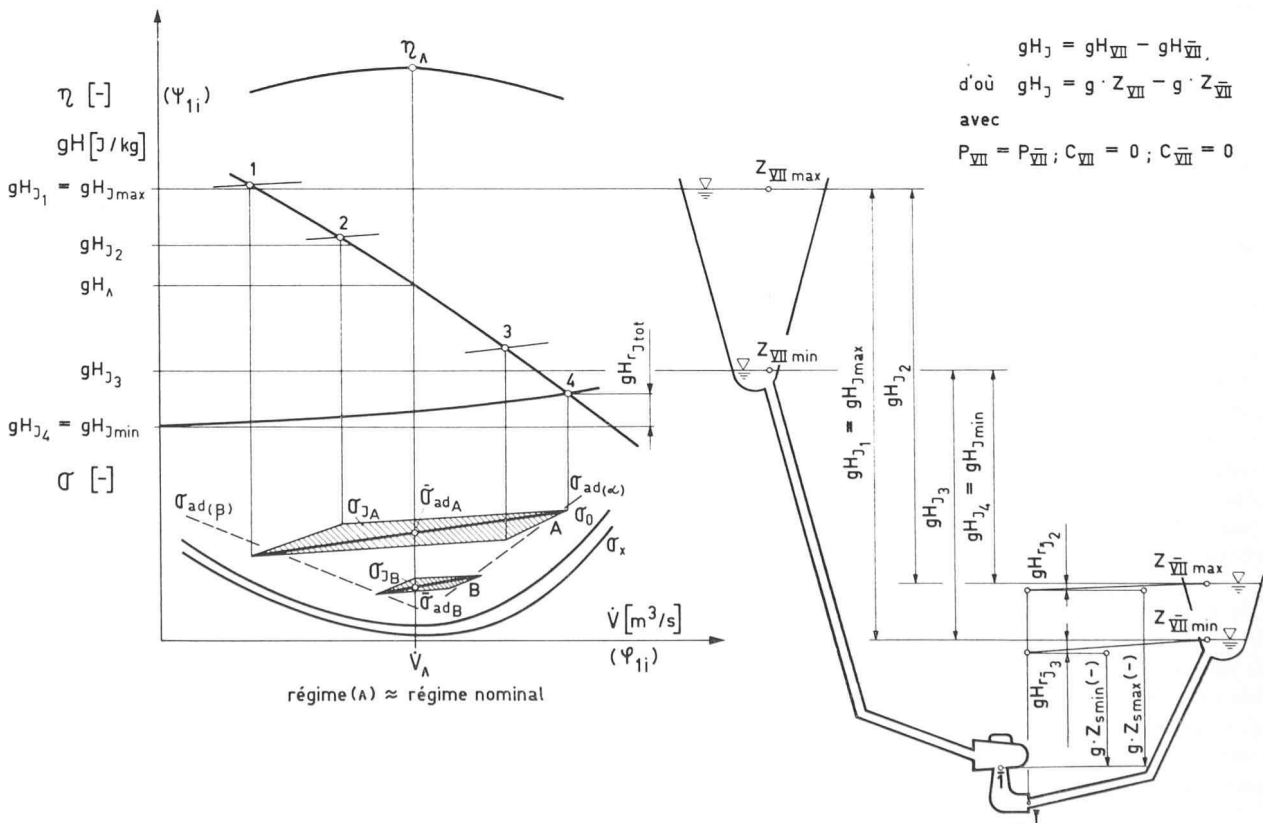


Fig. 8. — Plage de fonctionnement d'une pompe et cavitation.

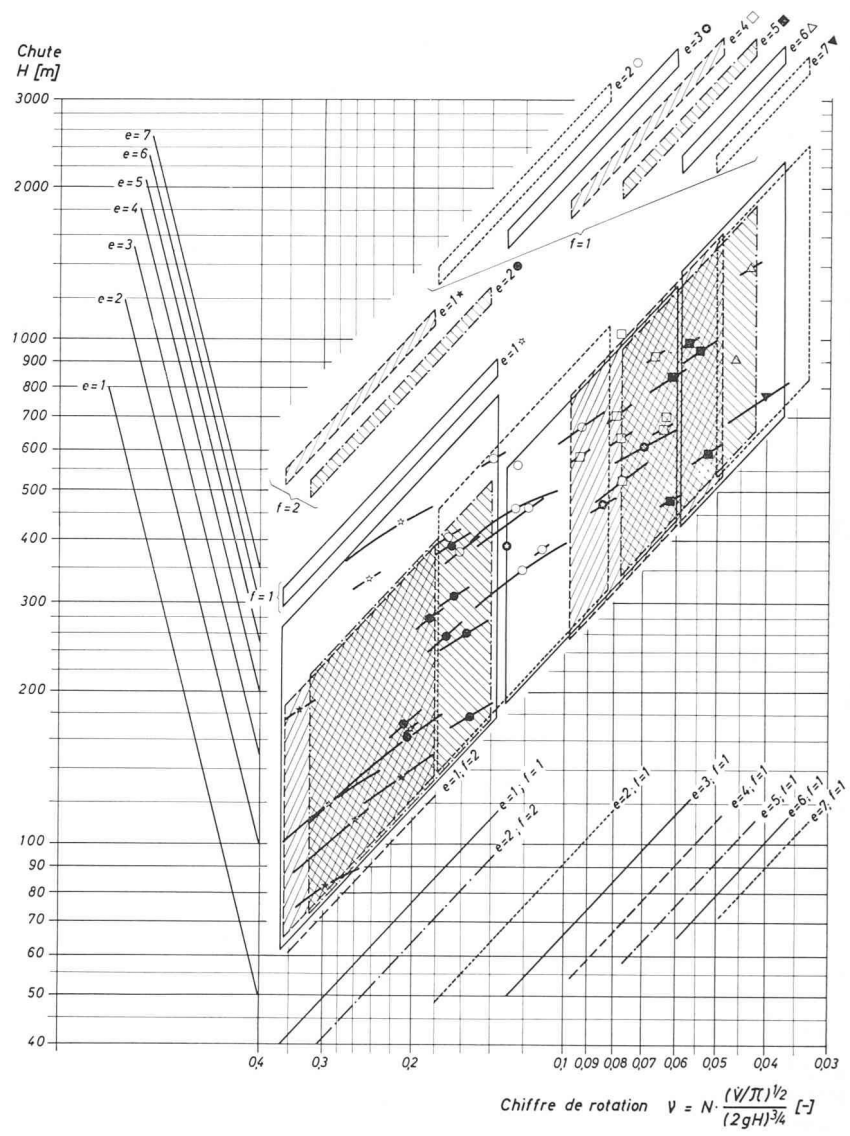


Fig. 10. — Diagramme de répartition des pompes centrifuges par catégories définies par le nombre d'étages e [—] et le nombre de flux f [—], en fonction du chiffre de rotation ν [—] et de la hauteur H [m].

- gH Energie massique fournie par la pompe à l'installation, respectivement par l'installation à la turbine [J/kg]
- égale au produit de
- g accélération terrestre locale (pour l'abaque $g = 9,81 \text{ m/s}^2$) [m/s²]
- et de
- H hauteur manométrique de refoulement, respectivement hauteur de chute nette [m]

Le diagramme ④ est l'expression graphique de la relation (6). Les variables H , respectivement gH , et \dot{V} y sont reportées le long d'un système de coordonnées obliques sur lequel est superposé un réseau \dot{E} , tel qu'à toute paire de valeurs H - \dot{V} correspond une valeur de \dot{E} satisfaisant à la relation (6).

La connaissance du rendement global effectif, $\eta_{\bar{e}}$ [—] pour la pompe, respectivement η_e [—] pour la turbine, correspondant au régime nominal de fonctionnement, est nécessaire au calcul de la puissance mécanique que le moteur doit fournir à la pompe, ou que la turbine met à dispo-

sition du générateur. Chaque fois qu'une confusion est possible on affecte le symbole du rendement des indices correspondant au régime de fonctionnement, ce qui donne : $\eta_{\bar{e}P}$ [—], respectivement η_{eT} [—].

Ce rendement varie évidemment d'une machine à l'autre. Il dépend notamment du type, de la géométrie et des dimensions absolues de la machine hydraulique, ainsi que du soin apporté à la réalisation des aubages du diffuseur, respectivement du distributeur, et de la roue, et à celle des joints d'étanchéité des parties tournantes. Il joue un rôle très important lors du choix définitif de machines appelées à équiper une installation quand les propositions de différents constructeurs sont comparées.

Compte tenu du rendement global effectif, la puissance effective \dot{E}_e [kW] ou puissance mécanique externe au plateau d'accouplement de la machine hydraulique s'exprime ainsi :

$$\text{Pompe} \quad \dot{E}_e = \frac{\dot{E}}{\eta_{\bar{e}}} = \frac{\mu \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot 10^{-3}}{\eta_{\bar{e}}} \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

$$\text{Turbine} \quad \dot{E}_e = \dot{E} \cdot \eta_e = \mu \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot \eta_e \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

Au stade de l'avant-projet, quand le type de la machine est encore à définir, une estimation de la puissance est possible compte tenu d'une valeur moyenne du rendement choisie arbitrairement.

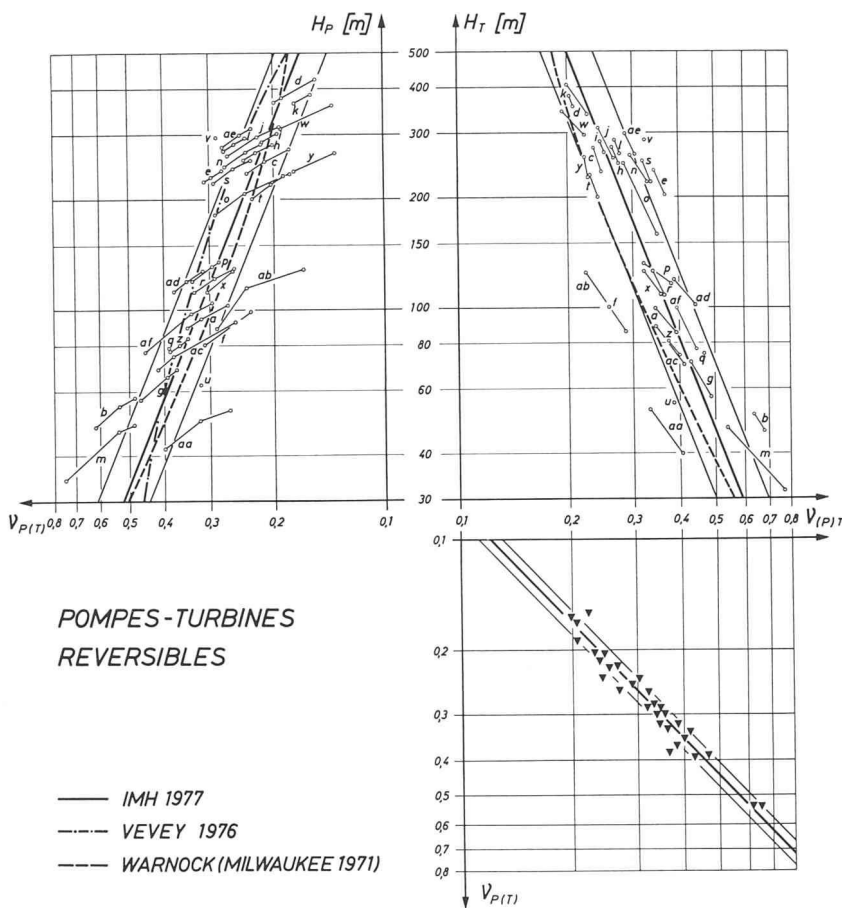


Fig. 11. — Diagramme de répartition des pompes-turbines réversibles en fonction du chiffre de rotation v [—] et de la hauteur de refoulement H_P [m], respectivement de la chute H_T [m].

POMPES-TURBINES REVERSIBLES

- IMH 1977
- - - VEVEY 1976
- · - · - WARNOCK (MILWAUKEE 1971)

Le diagramme ⑥ permet alors de procéder graphiquement à la détermination de la puissance \dot{E}_e à partir de la puissance \dot{E} obtenue en ④ et, en absence de données plus précises, d'une valeur du rendement choisie entre les limites suivantes :

Pour des machines de dimensions	petites	÷	grandes
travaillant sous une chute	faible	÷	élevée
— Pompes et pompes-turbines			
fonctionnant en pompe			
(régime \wedge) ¹	$\eta_{eP\wedge}$	0,88 ÷	0,93
— Pompes-turbines fonctionnant			
en turbine			
(régime nominal) ¹	$\eta_{e(P)T}$	0,87 ÷	0,92

Lors de ce choix, il convient de ne pas oublier que, toutes choses étant égales par ailleurs, le rendement dépend également du chiffre de rotation (fig. 12) [9].

Quand on dispose des courbes de rendement relatives à un modèle (M ; indice *) de machine, géométriquement semblable au prototype (exécution : E ; sans indice) qu'on étudie, on peut faire usage de ces données à condition de tenir compte de l'effet d'échelle qui se traduit par une augmentation du rendement avec la taille de la machine et la chute sous laquelle elle travaille.

Il existe à cet effet différentes formules de transposition, ou de valorisation, qui sont proposées par les codes d'essai et qui sont régulièrement adoptées dans les contrats entre constructeurs et clients [10], [11].

L'utilisation de certaines de ces formules fait intervenir le nombre de Reynolds Re [—], dont la définition générale est la suivante :

¹ Définition des régimes : voir chiffre 5.7.

$$Re = \frac{\bar{W} \cdot L}{Z} \quad [—] \quad (8)$$

où

- \bar{W} Vitesse de référence (moyenne) [m/s]
 - L Longueur de référence [m]
 - Z Viscosité cinématique [m²/s]
- (A la pression atmosphérique, la viscosité cinématique de l'eau vaut :
- à 0° C $1,7923 \cdot 10^{-6}$ m²/s
 - à 20° C $1,0067 \cdot 10^{-6}$ m²/s)

Dans le cas particulier qui nous intéresse, on choisit de préférence les grandeurs de référence suivantes :

- Longueur de référence L : D_{1e} [m]
- Vitesse de référence \bar{W} : $\bar{C}_0 = \sqrt{2gH}$ [m/s]

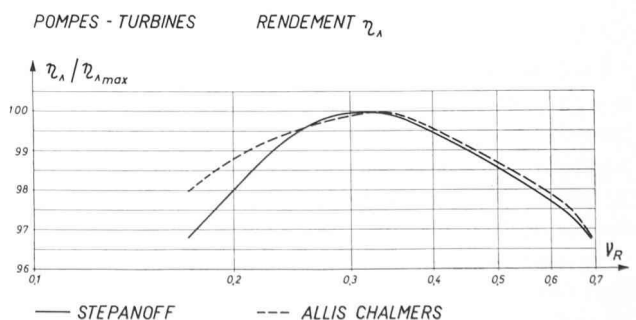


Fig. 12. — Rendement optimal relatif des pompes et pompes-turbines en fonction du chiffre de rotation.

Ackeret, Hutton et Moody ont établi des relations dont la forme générale est la suivante :

$$\frac{1-\eta}{1-\eta^*} = 1 - \alpha \left[1 - \left(\frac{D^*}{D} \right)^\beta \cdot \left(\frac{H^*}{H} \right)^\gamma \right] \quad [-] \quad (9)$$

Les valeurs des paramètres α , β et γ varient d'une relation à l'autre :

	α	β	γ
Moody I	1	0,25	0
Moody II	1	0,25	0,1
Hutton	0,7	0,2	0,1
Ackeret	0,5	0,2	0,1

En explicitant les formules par rapport au rendement η et en faisant intervenir, de plus, la viscosité cinématique, on choisira, par exemple, la relation d'Ackeret pour les pompes :

$$\eta = 1 - (1 - \eta^*) \left[0,5 + 0,5 \left(\frac{R_e^*}{R_e} \right)^{0,2} \right] \quad [-] \quad (10)$$

ou celle de Hutton pour les turbines :

$$\eta = 1 - (1 - \eta^*) \left[0,3 + 0,7 \left(\frac{R_e^*}{R_e} \right)^{0,2} \right] \quad [-] \quad (10')$$

ou encore une combinaison de plusieurs d'entre elles, selon un dosage évoluant avec les expériences les plus récentes dans ce domaine.

La valorisation est calculée pour le point de rendement optimum η_s correspondant à chaque service considéré. La valeur obtenue peut être utilisée pour la transposition des rendements de tous les autres points du même service. Il semblerait cependant plus conforme à l'expérience de faire intervenir une valorisation variable en fonction de l'éloignement du point de meilleur rendement. Des données précises manquent en général pour le faire et c'est pourquoi on se contente d'une valorisation constante.

5.4 Vitesse de rotation

En raison de l'intérêt économique que présente une construction ramassée, de poids réduit et de faible encombrement, les constructeurs adoptent, dans la mesure du possible, des vitesses de rotation de plus en plus élevées.

On mesure mieux l'intérêt porté à l'adoption de machines tournant vite, si l'on est conscient que l'avantage ainsi obtenu concerne aussi bien l'alternateur que la machine hydraulique.

La vitesse de rotation N [rad/s], [-/s], respectivement \tilde{N} [t/min], est donc un élément caractéristique de toute machine hydraulique. Nous allons montrer le rôle important qu'elle joue, au même titre que l'énergie massique et le débit, dans la détermination du type, des formes et des dimensions de la machine.

En raison de son principe de fonctionnement, la machine électrique impose avant toute chose le choix d'une vitesse synchrone correspondant à la fréquence du réseau. Le nombre de paire de pôles z_p [-] étant entier, les vitesses possibles pour une fréquence $f = 50$ Hz découlent de la relation

$$N = \frac{50 \cdot 2\pi}{z_p} \quad [\text{rad/s}]; \quad \tilde{N} = \frac{3000}{z_p} \quad [\text{t/min}] \quad (11, 11')$$

Les vitesses de rotation synchrones et le nombre de pôles auxquels elles correspondent sont reportés sur les échelles (7)' du diagramme (7).

5.5 Chiffre de rotation ou vitesse spécifique (définitions)

Soit deux machines hydrauliques géométriquement semblables fonctionnant à des régimes présentant une similitude d'écoulement.

Machine	$M^{(*)}$	E	
Dimension de référence ¹	D^*	D	[m]
Chute nette, hauteur de refoulement	H^*	H	[m]
Débit	\dot{V}^*	\dot{V}	[m ³ /s]
Vitesse de rotation	N^*	N	[rad/s]
Rendement (avec $\eta \equiv \eta^*$, en négligeant l'effet d'échelle mentionné précédemment)	η^*	η	[-]

On sait [1] que sur la base de considérations touchant aux triangles de vitesses ces grandeurs satisfont aux conditions suivantes :

$$\frac{N^*}{N} = \frac{D}{D^*} \cdot \left(\frac{H^*}{H} \right)^{1/2} \quad [-] \quad (12)$$

$$\frac{\dot{V}^*}{\dot{V}} = \left(\frac{D^*}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{H^*}{H} \right)^{1/2} \quad [-] \quad (13)$$

ou, sous une autre forme :

$$\frac{H^*}{H} = \left(\frac{D^*}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{N^*}{N} \right)^2 \quad [-] \quad (12')$$

$$\frac{\dot{V}^*}{\dot{V}} = \left(\frac{D^*}{D} \right)^3 \cdot \frac{N^*}{N} \quad [-] \quad (13')$$

A l'aide de ces formules, connaissant les caractéristiques d'une machine hydraulique, un modèle (M ; *), par exemple, on peut donc déterminer celles de toute une famille de machines géométriquement semblables, exécutions industrielles (E) (fig. 13).

Cette constatation a incité les hydrauliciens à définir et à classer chaque famille en fixant deux des trois paramètres H , \dot{V} , N , respectivement \tilde{N} , d'une machine, pompe ou turbine, de référence, le troisième représentant ainsi un élément de définition et de classement.

En éliminant le rapport D/D^* des équations précédentes, on obtient une relation indépendante des dimensions des machines :

$$\frac{N^* \cdot \dot{V}^{*1/2}}{H^{*3/4}} = \frac{N \cdot \dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (14)$$

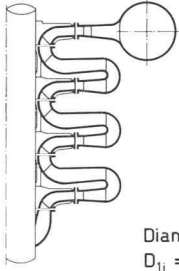
qui est, à une constante près, l'expression de la *vitesse spécifique* n_q , vitesse de rotation en tours/minute d'une machine de référence géométriquement semblable, absorbant 1 m³/s sous 1 m de chute :

$$n_q = \tilde{N} \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (15)$$

¹ En choisissant un diamètre D comme élément de référence, nous nous sommes conformés à l'habitude la plus généralement répandue. Cet usage souffre des exceptions entièrement justifiées par le souci de créer une symbolique rationnelle et cohérente, qui conduit, ainsi qu'on le verra sous chiffre 5.6, à opter pour le rayon R comme élément de référence.

POMPES

Ex.: $e=4$ $f=1$
 $V_R = 0.18$



Chute par étage
 $H_R = H/e$ [m]

Diamètre roue
 $D_{Ri} = 2 \cdot R_{Ri}$ [m]

Hauteur diffuseur-
 distributeur
 B_d [m] 18

Diamètre distributeur
 D_d [m] 19

1	Nombre de paires de pôles	3000	Vitesse de rotation
2	Z_p [-]	1500	\dot{N} [1/m]
3	Fréquence $F = 50$ Hz	1000	
4		750	
5		600	
6		500	
7		428.6	
8		375	
9		333.3	
10		300	
12		250	
14		214.3	
16		187.5	
18		166.7	
20		150	
22		136.4	
24		125	
26		115.4	
28		107.1	
30		100	
32		93.8	
36		75	

a - Arbre traversant f=1
 b - Arbre traversant f=2
 c - Arbre non traversant

Chiffre de débit
 Ψ_{1e} [-]

Chiffre d'énergie
 Ψ_{1i} [-]

b_d [-]

r_d [-]

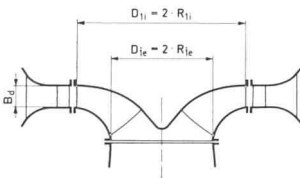
**ABAQUE POUR POMPES ET
 POMPES-TURBINES REVERSIBLES**

INSTITUT DE MACHINES HYDRAULIQUES
 EPFL Octobre 1977 Etabli par JEG/DO/rs

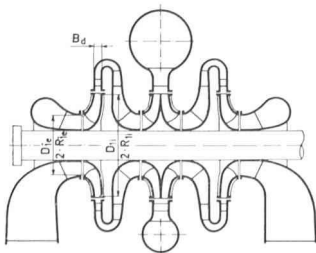
Chiffre de rotation
 $V ; V_R$ [-]

$H_R = H/e ; H$ [m]

POMPES
 Arbre non traversant
 $e = 1 \div 2$ $f = 1$
 Ex.: $e = 1$ $f = 1$
 $V = 0.25$



Arbre traversant
 $e = 2 \div 7$ $f = 1 \div 2$
 Ex.: $e = 2$ $f = 2$
 $V_R = 0.18$



Original 164 x 107 cm

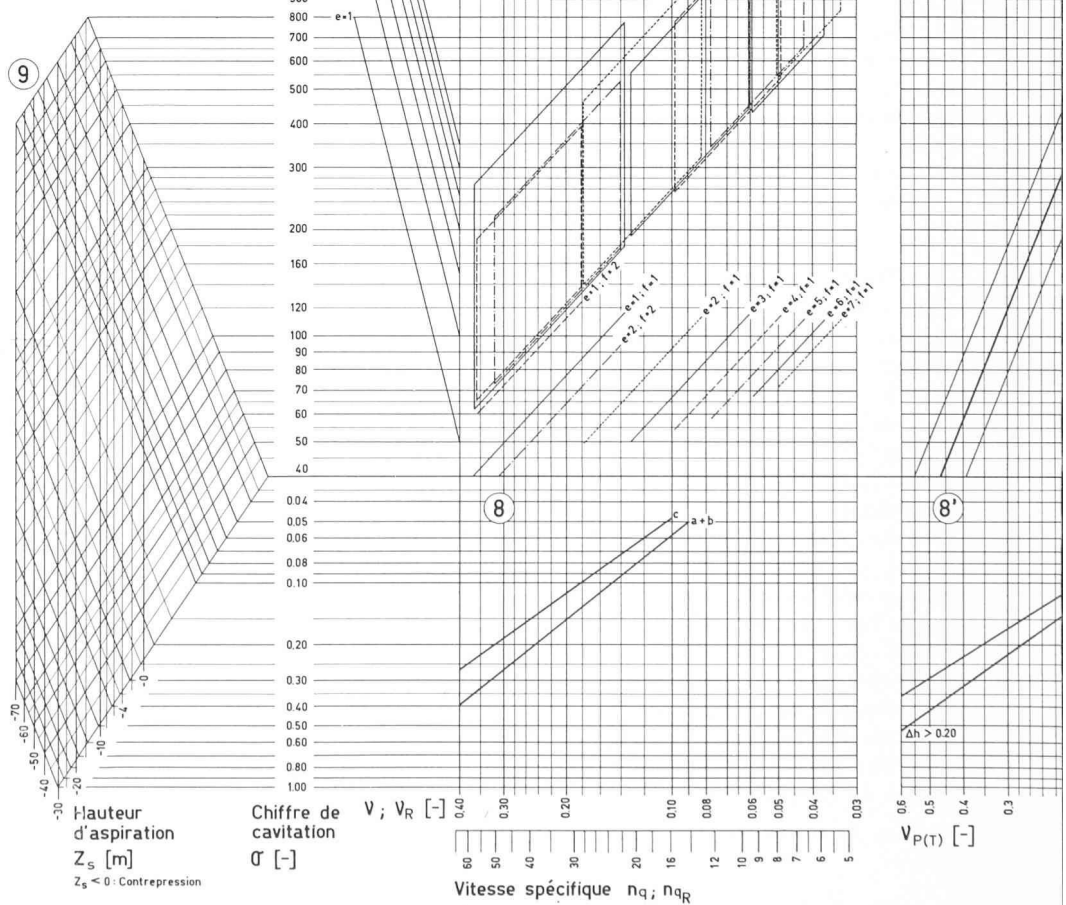
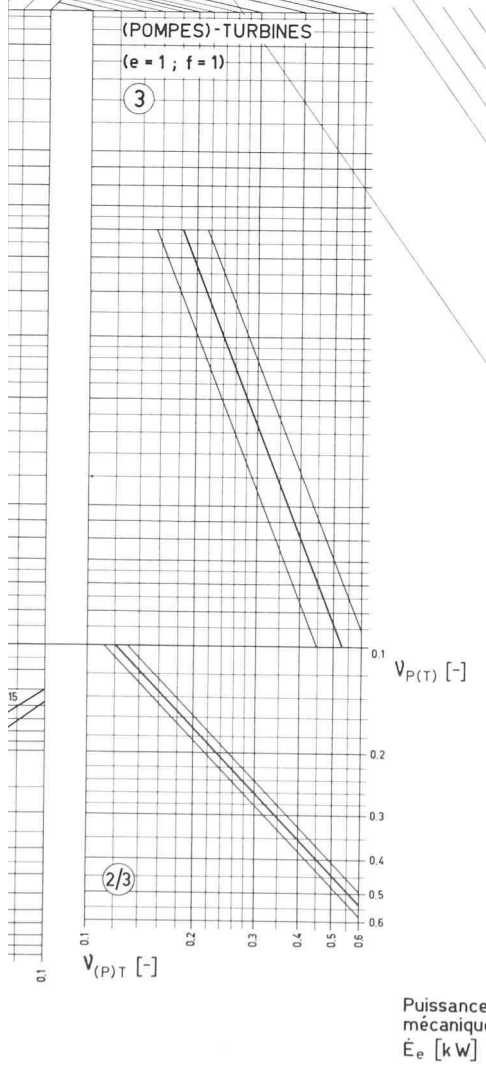
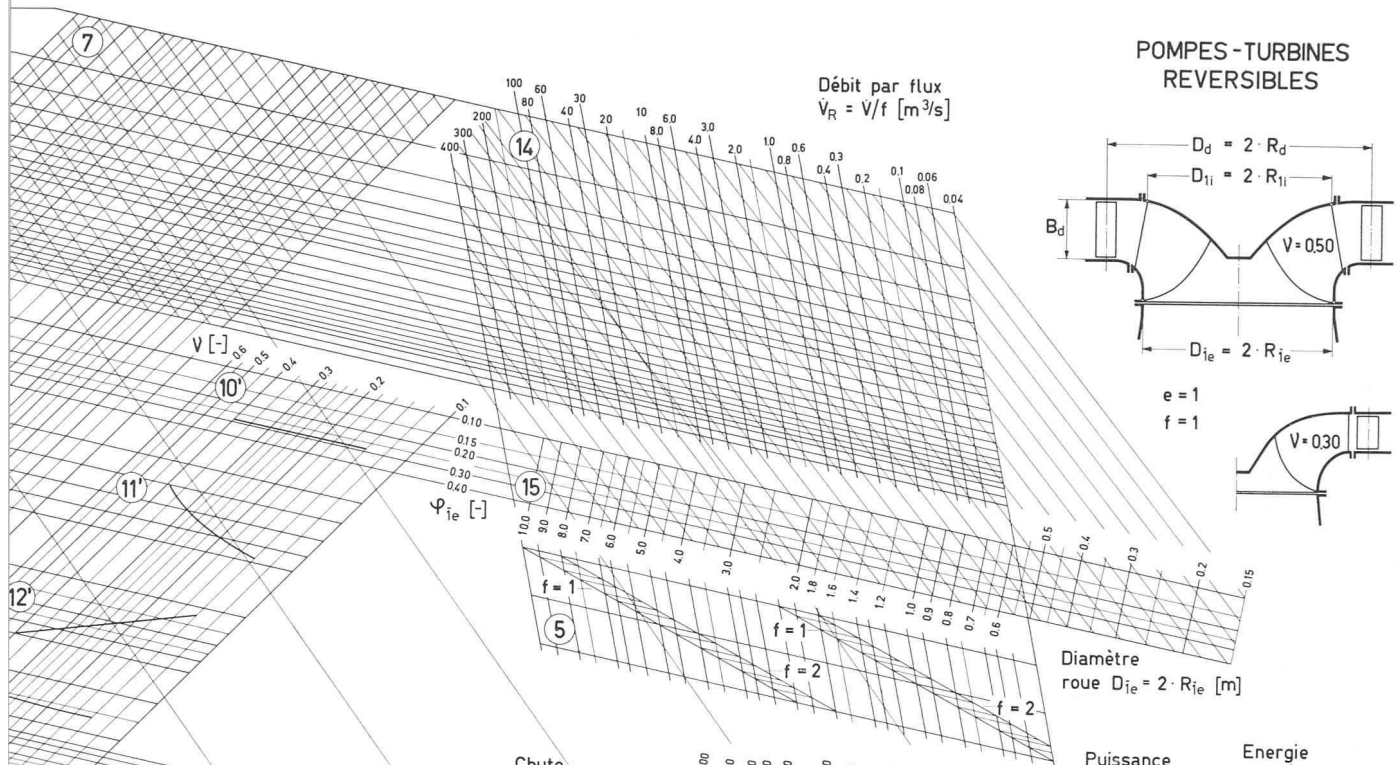
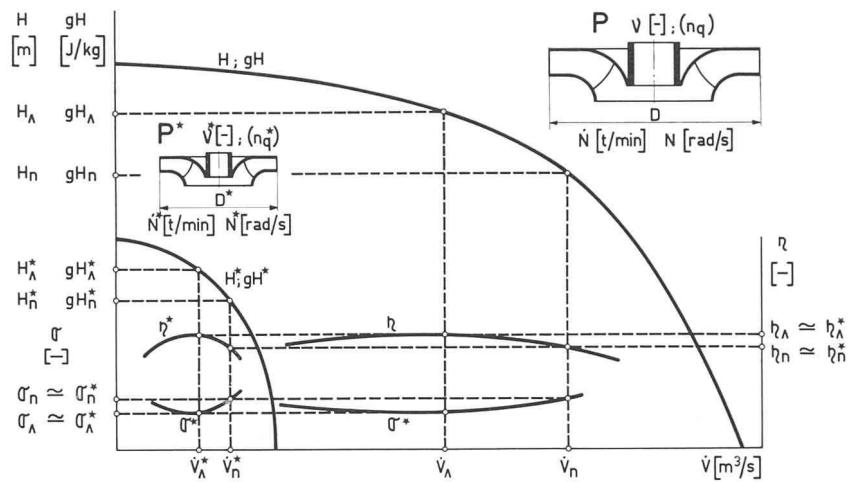


Fig. 9. — Abaque pour pom

POMPES - TURBINES REVERSIBLES



ompes-turbines réversibles.



$$V = V^* [-] \quad \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D^*}{D} \right]^2 \cdot \left[\frac{N^*}{N} \right]^2 [-] \quad \frac{\dot{V}^*}{\dot{V}} = \left[\frac{D^*}{D} \right]^3 \cdot \frac{N^*}{N} [-]$$

Fig. 13. — Caractéristiques de pompes hydrauliques géométriquement semblables.

Dans son souci d'adopter un système cohérent de symboles et d'unités, l'Institut de Machines hydrauliques a adopté le *chiffre de rotation* v [-], dont la définition est la suivante :

$$v = N \cdot \frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} [-] \quad (16)$$

L'usage de la *vitesse spécifique* n_s est encore suffisamment répandu et ne saurait être passé sous silence, malgré l'inconvénient qu'il présente de faire intervenir le rendement et la masse volumique :

$$n_s = \dot{N} \cdot \frac{\dot{E}_{e(ch)}^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (17)$$

où

$\dot{E}_{e(ch)}$ Puissance effective ou puissance mécanique externe au plateau d'accouplement (1 ch = 0,736 kW) [ch]

Ces différentes grandeurs, expressions d'une même notion physique, sont liées entre elles par les relations rassemblées dans le tableau 1.

5.6 Chiffre de rotation (facteur de forme et mode de classement des machines hydrauliques) et chiffres caractéristiques

Pour que le chiffre de rotation présente le caractère général de mode de classement universel, il n'est pas suffisant que des machines géométriquement semblables soient

Valeur cherchée	Valeur donnée	Valeur cherchée		Valeur donnée	
		$v = N \cdot \frac{(\dot{V}/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} [-]$	$n_q = \dot{N} \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}}$	$n_s = \dot{N} \cdot \frac{\dot{E}_{e(ch)}^{1/2}}{H^{5/4}}$	n_s
v	—	$n_q = 157,75 \cdot v$	$n_s = 18,214(\mu \cdot \lambda)^{1/2} \cdot v$	$n_s = 549,3 \cdot v$	$n_s = 607 \cdot v$
n_q	$v = 0,00634 \cdot n_q$	—	$n_s = 0,1155(\mu \cdot \lambda)^{1/2} \cdot n_q$	$n_s = 3,48 \cdot n_q$	$n_s = 3,85 \cdot n_q$
n_s	$\lambda = \eta_{eT}$	$v = \frac{0,0549}{(\mu \cdot \lambda)^{1/2}} \cdot n_s$	$n_q = \frac{8,66}{(\mu \cdot \lambda)^{1/2}} \cdot n_s$	$\eta_{eT} = 0,91$	$\eta_{eP} = 0,90$
	$\lambda = \frac{1}{\eta_{eP}}$	$v = 0,00182 \cdot n_s$	$n_q = 0,287 \cdot n_s$		
n_s	$\mu = 1000 \text{ kg/m}^3$	$\eta_{eT} = 0,91$	$v = 0,00182 \cdot n_s$	$\eta_{eP} = 0,90$	$v = 0,00165 \cdot n_s$
			$n_q = 0,260 \cdot n_s$		

GRANDEUR	SYMBOLE	UNITE
Chute	H	m
Energie massique	gH	J/kg
Débit	\dot{V}	m ³ /s
Vitesse de rotation	N	rad/s
	\dot{N}	t/min
Puissance	$\dot{E}_{e(ch)}$	ch (1ch = 736W)

TABLEAU I

Relations entre le chiffre de rotation v et les vitesses spécifiques n_s et n_q

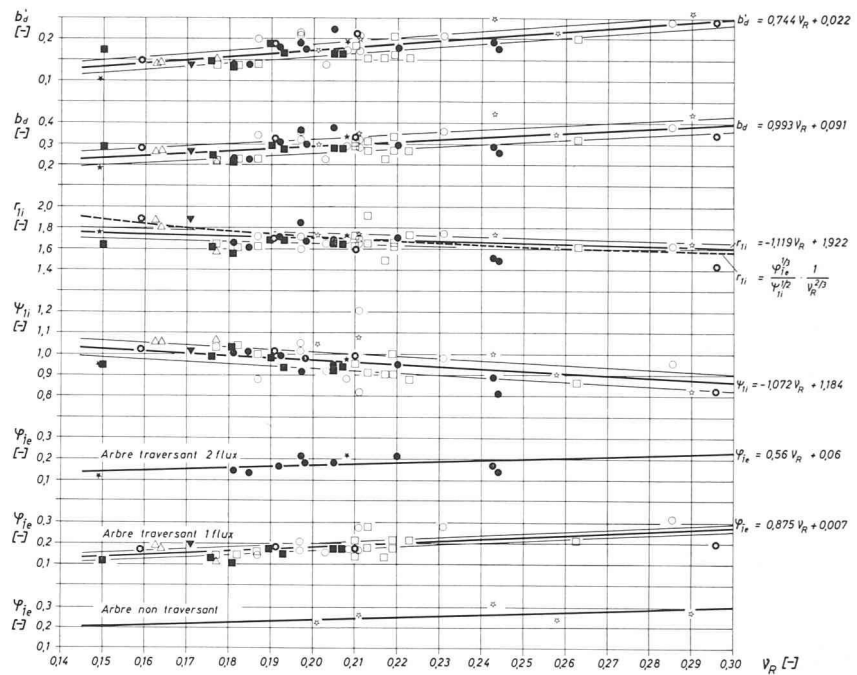


Fig. 14. — Valeurs statistiques des grandeurs adimensionnelles relatives aux pompes. (Légende des symboles des points représentatifs de pompes : voir figure 10)

définies par une même valeur de ce chiffre, il faut également que, dans l'ensemble des machines construites par tous les constructeurs, des machines définies par le même chiffre de rotation soient sinon géométriquement semblables, au moins très proches de l'être.

La possibilité de concevoir des pompes à un ou deux flux et un ou plusieurs étages pour réaliser les mêmes caractéristiques de fonctionnement (H , \dot{V} , N), donc caractérisées par un même v_R , ne permet pas de satisfaire cette condition.

En revanche, si l'on compare statistiquement les caractéristiques et la géométrie des roues (R), on constate que celles d'entre elles qui ont le même *chiffre de rotation* v_R présentent un degré de similitude suffisant pour que v_R puisse être considéré comme un *facteur de forme*. Ce chiffre de rotation s'exprime de la façon suivante :

$$v_R = N \cdot \frac{(\dot{V}_R/\pi)^{1/2}}{(2gHR)^{3/4}} = v \cdot \frac{e^{3/4}}{f^{1/2}} \quad [-] \quad (18)$$

Par analogie, on peut également définir n_{qR} et n_{sR} relatifs à une roue.

La statistique établie par l'IMH, résumée par les figures 14 et 15, donne une image des écarts qui existent en pratique entre les différentes formes des canaux caractérisés par un même chiffre de rotation v_R . Cette statistique est limitée à la mesure de quelques dimensions significatives, R_{1e} , R_{1i} , B_d , $D_d = 2 \cdot R_d$.

Prises en valeurs absolues, ces dimensions ne sont pas comparables. En effet, deux machines de même chiffre de rotation travaillant dans des conditions différentes de chute, de débit et de vitesse de rotation présentent des dimensions fonctions de ces caractéristiques, donc sans commune mesure. En revanche, converties en grandeurs adimensionnelles, elles peuvent être utilement comparées.

Ainsi les *chiffres adimensionnels* calculés à partir des dimensions susmentionnées, clairement définies sur les coupes schématiques de machines hydrauliques de la figure 9, constituent des grandeurs de référence comparables d'une machine à l'autre [12], [2].

Ces grandeurs sont les suivantes :

a) Pompes et pompes-turbines

Chiffre de débit

$$\phi_{1e} = \frac{c_m}{u_{1e}} = \dot{V} \cdot \frac{1/(\pi \cdot R_{1e})^2}{R_{1e} \cdot N} \quad [-] \quad (19)$$

Chiffre d'énergie

$$\psi_{1i} = \frac{1}{u_{1i}^2} = gH \cdot \frac{1}{(R_{1i} \cdot N)^2/2} \quad [-] \quad (20)$$

Autres chiffres

$$r_{1i} = \frac{R_{1i}}{R_{1e}} \quad [-] \quad (21)$$

$$b_d = \frac{B_d}{R_{1e}}; b'_d = \frac{B_d}{R_{1i}} \quad [-] \quad (22, 22')$$

b) Pompes-turbines seulement

$$r_d = \frac{R_d}{R_{1e}}; r'_d = \frac{R_d}{R_{1i}} \quad [-] \quad (23, 23')$$

Compte tenu de ces grandeurs, on peut établir une nouvelle expression du chiffre de rotation d'une roue :

$$v_R = \frac{\phi_{1e}^{1/2}}{\psi_{1i}^{3/4}} \cdot \frac{1}{r_{1i}^{3/2}} \quad [-] \quad (24)$$

Sur les figures 14 et 15, des droites définies par la méthode des moindres carrés expriment les relations qui lient ϕ_{1e} , ψ_{1i} , r_{1i} , b_d , b'_d , ainsi que r_d et r'_d , à v_R . Deux parallèles, disposées de part et d'autre de chacune de ces droites, limitent approximativement une bande de dispersion où est concentré le 50 % des points découlant de la statistique.

Les diagrammes ⑩, ⑪, ⑫, pour les pompes, ⑩', ⑪', ⑫' et ⑬' pour les pompes-turbines, sont la transcription sur l'abaque de ces relations.

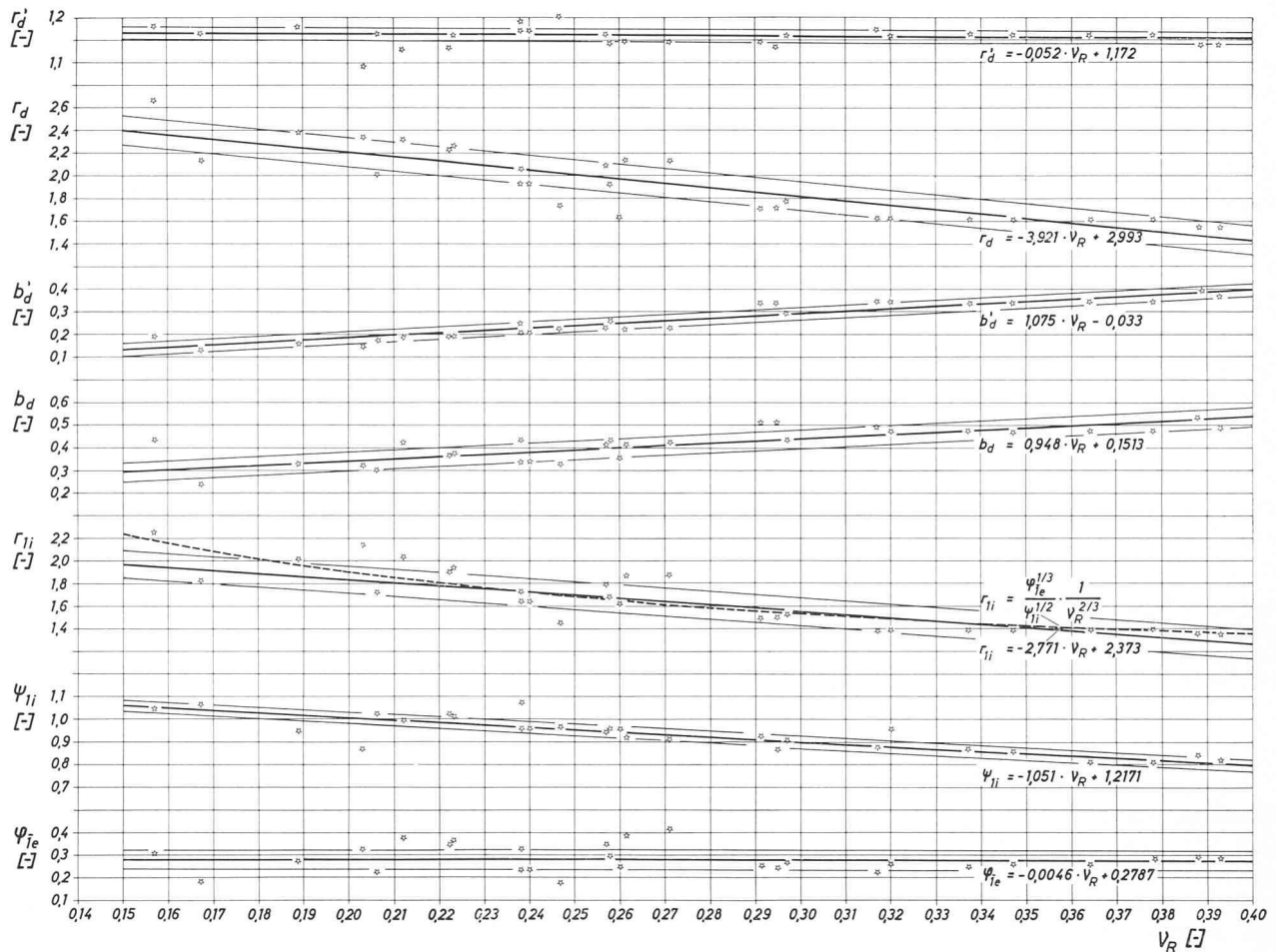


Fig. 15. — Valeurs statistiques des grandeurs adimensionnelles relatives aux pompes-turbines.

5.7 Chiffre de rotation et régime nominal

La détermination du chiffre de rotation à partir de la relation (16) nécessite quelques commentaires indispensables à la compréhension de l'abaque et à son utilisation.

Dans la plupart des cas, une machine hydraulique est appelée à travailler à vitesse de rotation constante sous une chute variable, imposée par l'installation. Quand il s'agit d'une machine fonctionnant en turbine, le débit dépend, en outre, de l'ouverture réglable de l'appareil de distribution.

Au moment de calculer le chiffre de rotation, la question se pose, pour chacune des grandeurs H et \dot{V} , du choix d'une valeur bien définie correspondant au cas étudié et propre à caractériser la machine sans équivoque.

La méthode qui consiste à choisir le débit \dot{V}_Δ et la chute H_Δ du régime « sommet » (Δ), relatif au régime de rendement optimal, pour définir un chiffre de rotation v_v caractérisant l'abaque est excellente, car sa définition ne prête pas à confusion.

La détermination de ce régime est facile quand on connaît l'ensemble de la plage de fonctionnement d'une machine hydraulique, à la suite d'essais sur modèle, par exemple.

Dans le cadre d'une statistique, l'utilisation d'un tel régime de référence présente des difficultés résultant d'une connaissance parfois incomplète de la caractéristique de chaque machine. Quelques données ponctuelles ne suffisent souvent pas à définir exactement le point de fonctionnement cherché et autorise une certaine liberté de choix.

Pour la pompe-turbine, en outre, en raison du compromis qu'elle constitue, il subsiste un problème dû au fait que la colline de rendement qui la caractérise en turbine présente le plus souvent son sommet (Δ) en dehors de la plage de fonctionnement.

Pour surmonter ces obstacles, d'autres régimes de référence doivent être adoptés.

La figure 16 illustre les développements tendant à ce but.

En régime pompe, qu'il s'agisse d'une pompe (P) ou d'une pompe-turbine ($P(T)$), on appelle le plus fréquemment « régime nominal » un point de fonctionnement suffisamment proche du régime sommet pour qu'on puisse pratiquement l'assimiler à ce dernier. Nous avons admis cette approximation.

En régime turbine, il convient de distinguer le cas de la turbine (T), cette dernière équipant, le cas échéant, un groupe ternaire, et celui de la pompe-turbine ($(P)T$).

Dans le cas de la turbine (T), la chute nominale est une valeur moyenne, proche de H_Δ ; le débit nominal de quelque 20 % supérieur à \dot{V}_Δ correspond à un débit garanti par le constructeur. En pratique, en raison de la marge de sécurité admise, ce débit est légèrement inférieur au débit maximal que peut absorber la turbine [1]. Sur la figure 16, le point de fonctionnement situé à l'intersection de la courbe A_{nom} avec la verticale \dot{V}_{nom} passant par $\dot{E}_{e,nom}$ définit un régime nominal correspondant à cette définition.

Dans le cas de la pompe-turbine fonctionnant en turbine ($(P)T$), le régime nominal peut être défini à partir d'une chute moyenne d'utilisation et une ouverture du distributeur, proche du maximum, assurant, dans la mesure du possible, une puissance en turbine conduisant à une utilisation optimale de la machine électrique dimensionnée pour pouvoir entraîner la pompe. Sur la figure 16, A_{nom} et $\dot{E}_{e,nom}$ se rapportent à un tel régime. Quel que soit le soin que l'on apporte au choix de la chute et du débit, il subsiste une certaine part d'arbitraire dans la détermination de ce régime nominal.

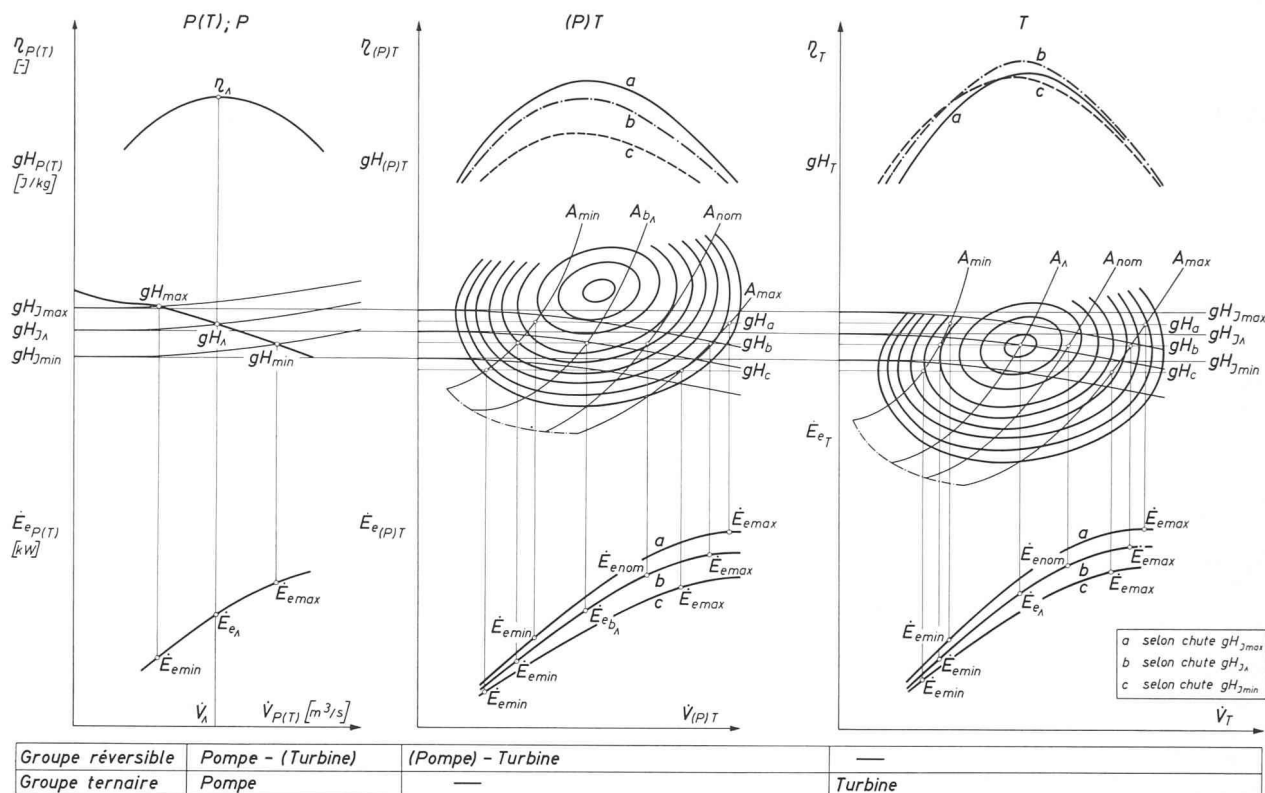


Fig. 16. — Plages de fonctionnement et rendements comparés d'une pompe-turbine et des machines hydrauliques d'un groupe ternaire.

5.8 Chiffre de rotation : facteur de forme et mode de classement (suite)

Le chiffre de rotation, dont nous avons mis en évidence la double qualité de facteur de forme et de critère de classement pour les machines hydrauliques, constitue donc un élément indispensable à l'établissement d'une statistique visant à établir des relations utiles au dimensionnement des pompes et des pompes-turbines.

Les machines dont notre statistique fait état ont des chiffres de rotation situés dans les plages suivantes :

Type de machine	Chiffre de rotation	
	machine v	roue v_R
Pompes ($e=1 \div 7$; $f=1 \div 2$)	$0,04 < v < 0,33$	$0,15 < v_R < 0,30$
Pompes-turbines ($e=1$; $f=1$) (régime pompe)	$v \equiv v_R$	$0,15 < v_R < 0,40$

Pour les pompes, la combinaison de ce mode de classement avec celui de la chute est réalisée par la figure 10 et le diagramme ① qui en découle.

Sur cette figure ont été reportés les points-repères, correspondant au chiffre de rotation caractérisant le régime de fonctionnement nominal, de toutes les pompes radiales retenues pour notre étude. La plupart de ces points de référence sont accompagnés d'une courbe définissant la plage de fonctionnement de la pompe dans l'installation qu'elle équipe. L'examen de la répartition de ces repères, dont le graphisme (cercle, carré, triangle, etc.) est lié au

nombre de flux et au nombre d'étages de chaque machine, confirme qu'il existe une relation entre la chute d'utilisation et le chiffre de rotation des pompes. Des contours sont définis à l'intérieur desquels sont concentrées les différentes catégories de pompes. Le réseau de droites obliques ($e = 1 \div 7$; $f = 1 \div 2$) permet le passage de v à v_R et vice versa.

Pour les pompes-turbines réversibles, la figure 11, dont découlent les diagrammes ② et ③, a été établie en vue de mettre en évidence la relation existant entre les régimes de fonctionnement en pompe et en turbine. La représentation de cette relation, qu'explique l'utilisation de la même roue pour les deux services, se trouve simplifiée par le fait que seules les machines à un étage ($e = 1$) et un flux ($f = 1$), du type radial, ont été prises en considération dans cette étude.

Dans cette figure, chaque machine est caractérisée par deux segments (parfois brisés), l'un dans le plan $H_P - v_{P(T)}$, correspondant au fonctionnement pompe, l'autre dans le plan $H_T - v_{(P)T}$, correspondant au fonctionnement turbine. Sur chaque segment, un point proche du « régime nominal » a été choisi. L'ensemble de ces points définit une droite des « moindres carrés » dans chacun des plans déjà mentionnés. Deux parallèles à chacune de ces droites, à une distance égale à l'écart-type, définissent une bande à l'intérieur de laquelle se trouvent, par définition, 68 % des points repères considérés.

A titre de comparaison, les courbes données par d'autres auteurs ont été reportées sur cette même figure [13], [14].

La projection, par paire appartenant à la même pompe-turbine, des points-repères mentionnés plus haut dans le plan $v_{P(T)} - v_{(P)T}$, définit un nouvel ensemble de points auquel on peut associer une droite des moindres carrés,

axe d'une bande représentative de la relation existant entre les deux régimes de fonctionnement (voir diagramme ②/③).

Le choix de v , ainsi que, pour les pompes, celui des nombres d'étages et de flux les mieux adaptés à chaque projet d'installation découlent essentiellement de considérations touchant à la tenue de la machine à la cavitation.

5.9 Cavitation et hauteur d'implantation

A chute et débit donnés, pour réaliser l'installation de pompage la plus économique, lors de la détermination des caractéristiques de la machine hydraulique, on est tenté de porter son choix :

- sur une vitesse de rotation élevée conduisant à une machine compacte, dans laquelle, en raison du peu d'importance des sections, les vitesses d'écoulement sont élevées ;
- sur une profondeur d'implantation aussi faible que possible pour réduire les frais d'excavation, d'une part, ou maintenir la machine électrique au-dessus du niveau aval de restitution — pour la mettre à l'abri du danger d'inondation — sans avoir à allonger exagérément l'arbre du groupe, d'autre part.

En fait, il n'est pas possible de satisfaire simultanément ces deux tendances, en raison du phénomène redouté de cavitation auquel l'aubage de la roue risque d'être exposé. *(à suivre)*

Divers

Assemblée générale SVIA

Intervention

Nous donnons ci-dessous le texte de l'intervention de M. J. Dumas, architecte, membre SVIA, à la suite de l'assemblée du 8 septembre 1978 dont un compte rendu a paru à notre précédent numéro, en page 296.

(Réd.)

Si j'ai trois bonnes raisons d'être ici ce soir — invité représentant l'UPIAV, invité représentant la FAS, et convié membre de la SVIA — c'est au seul titre de la troisième appartenance — membre de la SVIA — que j'interviens en ce moment.

J'ai appris récemment que le comité SVIA avait engagé, au nom de la section, une procédure d'opposition à l'extension de la convention collective de travail des bureaux d'architectes et d'ingénieurs vaudois.

Cette opposition déposée le 16 août dernier se fonde sur l'un des aspects juridiques des conditions d'extension, à savoir la représentativité numérique de la partie employeurs. Les chiffres invoqués par notre comité sont loin d'être vérifiés, mais lorsque l'on sait que la divergence sur cet aspect des choses pourrait porter sur quelques unités, on est en droit de s'interroger sur les vraies raisons qui ont poussé le comité SVIA à intervenir !

On peut également se demander si le comité, attentif si souvent à consulter ses membres sur les mille aspects de leurs métiers et fonctions, a eu raison de se sentir autorisé à provoquer une intervention de cette gravité sans consulter les membres de notre société, surtout lorsque l'on sait que les employeurs signataires de cette convention sont pour la plupart d'éminents confrères SIA ! surtout lorsque l'on sait que nombreux sont les membres SIA qui, collaborateurs et employés, sont au bénéfice de cette convention.

On se demande enfin pourquoi la SVIA qui, dès la fin des années 60, avait pris l'initiative d'un dialogue paritaire avec les employés au point d'avoir à cette époque déjà mis sous toit et avec d'autres une première convention collective de travail et qui, eu égard à sa structure paritaire, avait expressément et dès 1971 confié la poursuite de cette construction sociale à un groupement patronal devenu l'UPIAV, on se demande pourquoi la SVIA, par la voix de son comité, cherche aujourd'hui à compromettre aussi gravement l'édifice social qu'une majorité d'employeurs — membres SIA pour la plupart — a aménagé en accord

avec ses employés et qu'elle souhaite légalement étendre à un canton dont l'honneur sera de l'avoir fait et de l'avoir fait en pleine période de difficultés économiques !

Je ne ferai pas à nos invités l'indélicatesse d'exiger ce soir une réponse à ces interrogations. Aussi dirai-je pour clore que je me plais à l'idée que la période des vacances a favorisé la hâte et que les initiateurs de cette opposition n'ont pas apprécié suffisamment la gravité d'un désaccord déclaré à ce sujet au sein de la SIA et avec l'UPIAV. Lorsque l'on sait qu'une grande majorité des employeurs SIA non signataires de cette convention déclarent néanmoins l'appliquer et s'y référer, lorsque l'on sait que nombreux sont les employés membres de la SIA qui bénéficient de l'application de cette convention, on en vient à se dire - mon Dieu ! - que le comité SVIA a commis un faux pas et l'on se plaît à croire qu'il saura promptement le réparer en retirant son opposition. Il le ferait par souci de concorde entre ses membres autant qu'à l'égard de sa sœur l'UPIAV et de ses partenaires sociaux.

Toutes ces raisons justifient le pressant espoir qui m'anime ce soir avec ceux, nombreux je le sais, qui attendent cette action du bon sens.

Jacques Dumas, architecte, membre SVIA.

Altération et protection des monuments en pierre

Un Colloque international sur ce thème s'est tenu à Paris du 5 au 9 juin 1978, organisé par le Centre expérimental de recherches et d'études du bâtiment et des travaux publics (EBTP), sous l'égide de l'Unesco et de la Réunion internationale des laboratoires d'essais et de recherches sur les matériaux et les constructions (RILEM).

L'objectif de cette rencontre était d'informer les architectes, les conservateurs, les restaurateurs et entrepreneurs spécialisés des connaissances actuelles pour évaluer l'état d'altération des matériaux et pour mesurer l'efficacité des méthodes de traitements des monuments et œuvres d'art en pierre.

Plus de 200 congressistes représentant 27 nations ont participé à ces journées. Les thèmes abordés, qui ont fait l'objet de 74 exposés, étaient les suivants :

- L'altération des monuments.
- La détermination du degré d'altération des pierres.
- Les méthodes d'essais.
- Les altérations et les traitements liés à la biologie.