



Prévision des caractéristiques des turbomachines. Application à une pompe centrifuge, un compresseur centrifuge et une turbine centripète.

► To cite this version:

Prévision des caractéristiques des turbomachines. Application à une pompe centrifuge, un compresseur centrifuge et une turbine centripète.. Revue Française de Mécanique, 1988, 1988 (4), pp.55-66. hal-01293787

HAL Id: hal-01293787

<https://hal.science/hal-01293787>

Submitted on 26 Mar 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

PRÉVISION DES CARACTÉRISTIQUES DES TURBOMACHINES. APPLICATION A UNE POMPE CENTRIFUGE, UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE ET UNE TURBINE CENTRIPÈTE

par M. FRIBERG*, M. MAHIEDDINE**,
M. TOUSSAINT** et M. FRELIN***

* Professeur de Turbomachines au C.N.A.M.

** Ingénieur C.N.A.M.

*** Professeur de Thermodynamique au C.N.A.M.

292, rue Saint-Martin

75141 Paris Cedex 03

Tél.: 40.27.20.00

PREDICTION OF TURBOMACHINERY
PERFORMANCE. APPLICATION
TO A CENTRIFUGAL PUMP
AND COMPRESSOR,
AND TO A RADIAL TURBINE

Résumé

Une méthode simple de prédétermination des diagrammes de fonctionnement de pompes ou de compresseurs est présentée. Elle ne nécessite que la connaissance du dessin de la machine.

D'une façon générale, les courbes pression/débit et les courbes de rendement sont ainsi estimées.

La puissance sur l'arbre est déduite du théorème d'Euler.

Les facteurs de perte pris en compte sont les frottements, les décollements, les inadaptations d'incidence ainsi que les fuites entre rotor et stator.

Pour l'application au cas d'une turbine centripète, les performances à chaud peuvent être déduites des résultats de mesure obtenus à froid.

Abstract

A simple method for pump and compressor performance evaluation is presented. This method only requires a knowledge of the geometry of the machine.

Generally speaking, the pressure/mass flow characteristic and the efficiency are computed.

The torque is derived by using Euler's equation. Losses taken into account are due to friction, flow separation, off design angles of attack and to leakage between rotor and stator.

In the case of a radial turbine, operated at high temperature, evaluation of the performance can be deduced from measurements obtained with cold flow operation.

I. GÉNÉRALITÉS

Les turbomachines doivent maintenant être étudiées non seulement pour le fonctionnement au point nominal, mais aussi pour des usages très variés situés hors adaptation, qui permettent des gains d'énergie substantiels: citons à titre d'exemple:

- le fonctionnement à régime réduit hors des heures de pointe pour une pompe de centrale;
- le fonctionnement à vitesse et altitude variable pour un turboréacteur;
- le fonctionnement à haut taux de compression et faible débit pour un turbocompresseur d'automobile en situation d'accélération.

Pour l'application à la pompe et au compresseur, nous décrirons ci-après une méthode simple de prédétermination des diagrammes de fonctionnement à partir d'un dessin de la machine. D'une façon générale, on estime les courbes pression/débit et les courbes de rendement. La puissance sur l'arbre est déduite du théorème d'Euler. Les facteurs de pertes pris en compte sont les frottements, les décollements, les inadaptations d'incidence, les fuites entre rotor et stator.

A ces facteurs généraux s'ajoutent dans chaque cas particulier des problèmes spécifiques:

- pour la pompe, il faut étudier le fonctionnement avec recirculation et les problèmes de cavitation commençante et développée.

— pour le compresseur, il faut analyser les pertes dues aux nombres de Mach élevés et la position de la ligne de pompage.

Pour l'application à la turbine centripète, nous décrivons ci-après une méthode pour retrouver les performances à chaud (jusqu'à 1 000 K environ) et en gaz de combustion, à partir des résultats à froid et en air, qui sont très faciles à obtenir par mesures directes.

II. ETUDE D'UNE POMPE

Nous allons commencer par les pompes qui, véhiculant un fluide de masse volumique constante, sont relativement plus simples à étudier et nous effectuons cette recherche sur un étage de pompe multicellulaire d'origine Bergeron-Rateau dont les cotes principales sont représentées figure 1 et figure 2.

II.1. Courbe hauteur/débit

Nous calculons d'abord en fonction du débit la hauteur manométrique totale réelle $H_{is} - H_{ie}$; cette grandeur est donnée par l'équation:

$$H_r = \frac{1}{g} U_2 V_{u2} - (h_f + h_d + h_i) - (h'_f + h'_d + h'_i)$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9
---	---	---	---	---	---	---	---	---

- | | | |
|--|-----|---|
| | (1) | Hauteur totale réelle |
| | (2) | Vitesse périphérique sortie roue |
| | (3) | Vitesse tangentielle sortie roue |
| | (4) | Perte de hauteur par frottement dans la roue |
| | (5) | Perte de hauteur par décollement dans la roue |
| | (6) | Perte par inadaptation d'incidence entrée roue |
| | (7) | Perte de hauteur par frottement diffuseur |
| | (8) | Perte de hauteur par décollement diffuseur |
| | (9) | Perte par inadaptation d'incidence entrée diffuseur |

Nous estimons chacun des termes: U_2 est évidemment égal à ωR_2 ; si le nombre de pales de roue était infini, le fluide suivrait parfaitement les profils et on aurait: (fig. 3) $V_{u2\infty} = U_2 - V_{m2}/\tan \beta_2^+$. V_{m2} se déduit du débit par la relation:

$$V_{m2} = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{Q_2}{2\pi R_2 l_2}; \text{ en réalité le nombre des pales est faible } (Z = 5) \text{ et le fluide ne suit qu'imparfaitement les profils; on a trouvé qu'une loi}$$

$$\frac{V_{u2}}{V_{u2\infty}} = 1 - \frac{m \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2^+}{1 - \frac{K V_{m2}}{U_2 \tan \beta_2^+}}$$

permet de représenter parfaitement les caractéristiques de la pompe depuis le débit nul jusqu'au débit maxi-

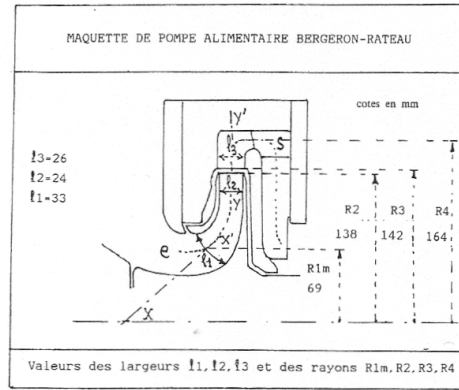


Fig. 1

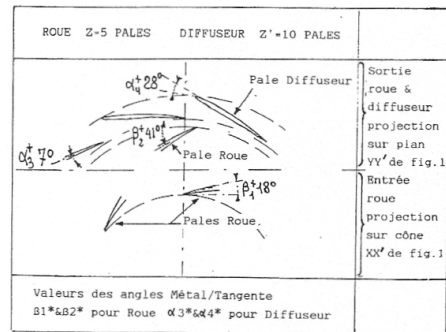


Fig. 2

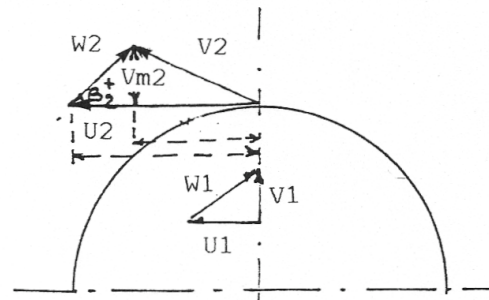


Fig. 3

mum; dans notre cas particulier $m = 0,4$ et $K = 4,44$ (fig. 4).

La hauteur de frottement h_f est déduite des lois de perte de charge dans les canaux; on trouve une équation de la forme:

$$h_f = \frac{1}{2g} W_2^2 K_f, K_f \text{ étant un coefficient proportionnel au coefficient de frottement } C_f.$$

La hauteur de décollement h_d est déduite de la théorie des diffuseurs et on trouve une loi de la forme

$$h_d = \frac{1}{2g} (W_1^2 - W_2^2) K_d; K_d \text{ est un coefficient}$$

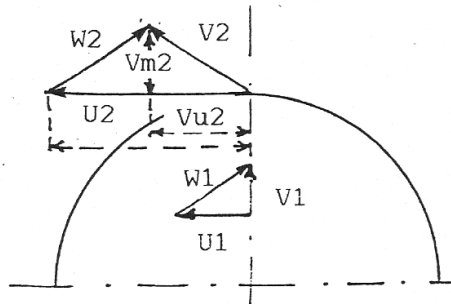


Fig. 4

calculable à partir de la forme et de la divergence des canaux.

Il peut être considéré comme nul dans un fonctionnement en détente soit $W_2 > W_1$.

La hauteur d'incidence h_i peut être mise sous la forme $h_i = \frac{1}{2g} W_1^2 K_i$ avec $K_i = k^2 \sin^2 i_1$; selon

cette formule, les pertes sont nulles pour l'incidence nulle. On a sensiblement $k = 3$ pour $i > 0$ (faibles débits) et $k = 2$ pour $i < 0$ (forts débits).

Une analyse identique peut être faite pour le diffuseur aileté et on arrive à l'équation globale:

$$H_r = \frac{1}{g} U_2 V_{u2} - \left[\frac{1}{2g} W_2^2 K_f + \frac{1}{2g} (W_1^2 - W_2^2) K_d + \frac{1}{2g} W_1^2 K_i \right] - \left[\frac{1}{2g} V_2^2 K_f + \frac{1}{2g} (V_1^2 - V_2^2) K_d + \frac{1}{2g} V_1^2 K_i \right]$$

La courbe hauteur/débit est représentée sur la figure 8 (en trait fort pour l'expérience et en trait interrompu pour le calcul). On voit une très bonne concordance entre la théorie et l'essai.

II.2. Rendements

Le rendement global η_g peut être considéré comme le produit de trois rendements, soit:

$$\eta_g = \eta_h \times \eta_m \times \eta_v$$

$\uparrow \quad \quad \uparrow \quad \quad \uparrow \quad \quad \uparrow$
 (1) (2) (3) (4)

(1) rendement global
 (2) rendement hydraulique
 (3) rendement mécanique
 (4) rendement volumétrique

Le rendement hydraulique est tout simplement

$$\eta_h = \frac{H_r}{H_{th}} = \frac{H_r}{1/2 U_2 V_{u2}}$$

nous en connaissons tous les termes, il est représenté sur la figure 6 et passe par un maximum au point d'adaptation.

Le rendement mécanique tient compte des pertes

(sur la figure 5 :
 $Q = q_u + q_e + q_i$)

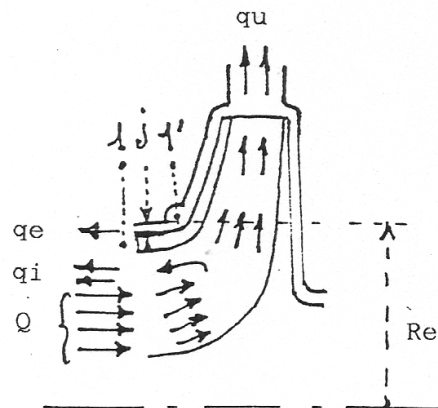


Fig. 5

aux paliers et des frottements entre les voiles de roue et les flasques fixes. Ces pertes sont constantes pour une vitesse de rotation donnée.

L'expression du rendement mécanique est:

$$\eta_m \sim \frac{1}{W_{paliers} + W_{frott.}} \quad 1 + \frac{\rho g Q H_{th}}{\rho g Q H_{th}}$$

comme les pertes W_p et W_f sont rapportées à une puissance absorbée $\rho g Q H_{th}$, il s'ensuit que ce rendement η_m décroît aux faibles débits (fig. 6).

L'étude du rendement volumétrique est beaucoup plus difficile; en effet, nous avons appelé rendement volumétrique, le rapport:

$$\eta_v = \frac{q_u \text{ (débit utile)}}{q_u + q_e + q_i} \quad (\text{fig. 5})$$

$\uparrow \quad \quad \uparrow \quad \quad \uparrow$
 (1) (2) (3)

- (1) débit utile
- (2) débit externe de fuite au labyrinthe entre roue et flasque
- (3) débit interne de recirculation aux faibles débits

connaissant le jeu j , la différence de pression $\Delta p = p'_1 - p_1$ et divers paramètres tels que la longueur du labyrinthe, il est facile de trouver une formule

$q_e = 2 \pi R_{ej} \sqrt{\frac{K \Delta p}{\rho}}$, il est beaucoup plus difficile de trouver une expression pour le débit de recirculation cependant, en appelant i_R l'incidence au point de recirculation commençante et Q_R le débit en ce même point, une formule telle que:

$$q_i = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{\tan i_R}{\tan \beta_1} \right] (Q_R - Q) \text{ peut être démontrée ;}$$

la figure 6 montre aussi η_v . Enfin la figure 8 montre l'allure du rendement global (— exp. - - - - théorie) là encore la concordance est saisissante.

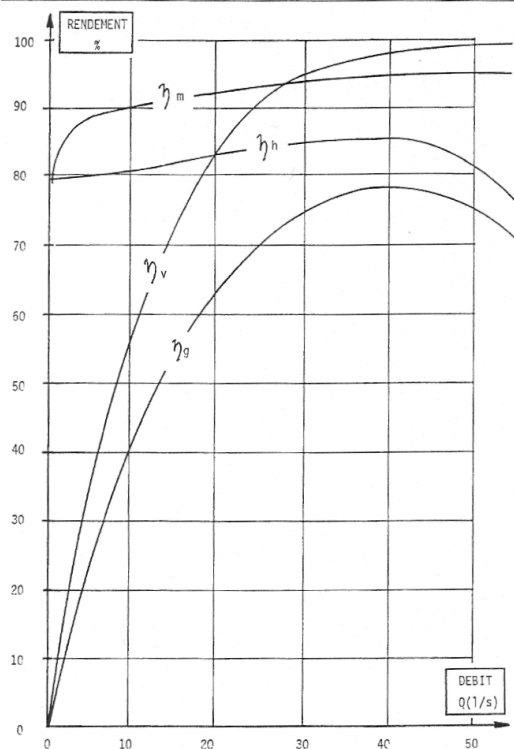


Fig. 6.

II.3. Cavitation

a. Cavitation commençante

Nous savons que le phénomène de cavitation est dû à l'apparition de survitesses dans les canaux de la roue; ces survitesses ont pour causes:

- la courbure du squelette des pales créant une différence de pression entre l'intrados et l'extrados;
- l'épaisseur des profils.

On peut exprimer la pression dans l'entrée de la pompe en fonction de la survitesse maximale $W_{\max}$. On trouve alors pour la charge H_1 nécessaire à l'aspiration (N.P.S.H. requis) l'expression suivante:

$$H_1 = \frac{V_1^2}{2g} + (S^2 - 1) \frac{W_1^2}{2g},$$

dans laquelle $S = \frac{W_{\max}}{W_1}$ (facteur de survitesse).

Cette expression n'est valable en toute rigueur que lorsque la pression de vapeur saturante est négligeable (cas de l'eau à 15 °C).

Pour déterminer S et ainsi H_1 , nous utilisons la formule suivante proposée par Quemener (1981): (voir fig. 7)

$$S = 1 + \frac{1}{2} \frac{E_1}{E_2} + \frac{1}{2} \frac{a_1}{R_{CR}} + \frac{1}{4} \frac{dC_Z}{di} \left| i_1 \right|$$

dans laquelle: $\frac{dC_Z}{di}$

caractérise le profil en fonction de l'incidence. Il s'exprime en degré $^{-1}$. Nous avons adopté la valeur

0,14 pour les incidences négatives et 0,32 pour les incidences positives.

b. N.P.S.H. à 3 %

Lorsqu'on réduit la pression au-dessous de la valeur correspondant à la cavitation commençante, la vaporisation se produit pour une survitesse inférieure, au cas précédent; de même, l'influence due à l'incidence est moindre. Nous pouvons donc écrire:

$$S' = K S \quad \text{avec} \quad 0 < K < 1$$

Alors qu'en cavitation commençante, il y avait des bulles de gaz dans la pompe, mais que la hauteur manométrique fournie n'était pas encore modifiée à débit Q et vitesse de rotation N donnés, nous nous trouvons cette fois dans un état tel que la hauteur manométrique a diminué, toutes choses égales par ailleurs.

Lorsqu'elle a diminué à 3 % à Q et N donnés, on dit que la hauteur à l'aspiration correspondante est le N.P.S.H. à 3 % (N.P.S.H. requis), que nous appellerons H_2 , et par suite le N.P.S.H. à 3 % est:

$$H_2 = \frac{V_1^2}{2g} - (K^2 S^2 - 1) \frac{W_1^2}{2g}$$

dans nos calculs nous avons adopté $K = 0,87$.

La figure 8 regroupe les résultats principaux.

— hauteur manométrique, rendement global, cavitation commençante et N.P.S.H. à 3 %.

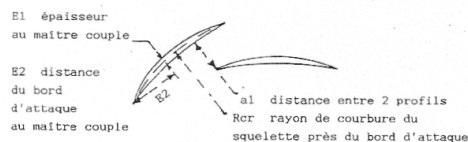


Fig. 7

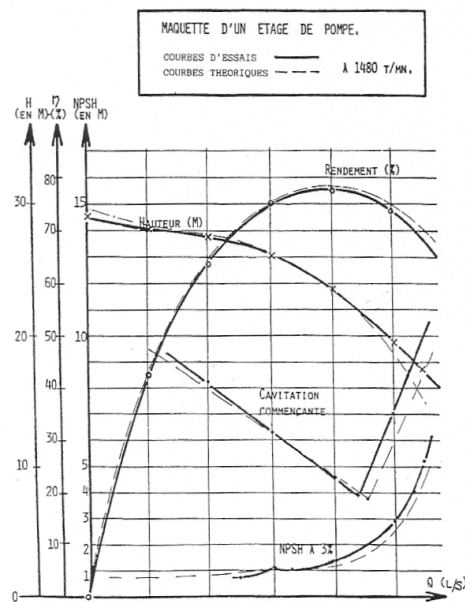


Fig. 8

On trouve en trait fort les courbes expérimentales et en trait interrompu les courbes calculées.

D'une façon générale, on voit que l'accord est excellent.

III. ÉTUDE D'UN COMPRESSEUR

Nous poursuivons notre analyse par celle d'un petit compresseur de suralimentation pour automobiles, étudié en coopération avec Peugeot. Dans ce cas les effets de compressibilité obligent à exprimer les résultats sous la forme d'une famille de courbes pression/débit, chacune d'elles correspondant à une vitesse de rotation donnée. Par souci de simplicité, les résultats sont exprimés en grandeurs corrigées, c'est-à-dire débit, pressions et vitesses de rotation valables dans des conditions standard: température de 15 °C (288,15 K) et pression de 101 325 Pa.

Nous effectuons cette recherche sur un compresseur à roue ouverte (sans couvercle), comme on le voit sur les figures 9 et 10. En effet la grande vitesse de rotation de ces machines (jusqu'à 165 000 tr/min dans le cas présent) fait que la structure «avec couvercle» (qui présente un meilleur rendement) conduit à des contraintes trop élevées. On voit aussi sur ces figures 9 et 10 que la sortie s'effectue par une volute et une trompette, ce qui est normal pour un compresseur à un seul étage.

III.1. Courbes pression/débit

Nous calculons d'abord en fonction du débit l'enthalpie utile (ou réelle) fournie par la roue:

$$h_{isr} = U_2 V_{u2} - (h_j + h_f + h_d + h_i)$$

$$- \frac{W_f}{q_m} - \frac{1}{2} W_1^2 M_{W1}^2 K_M$$

- (1) Enthalpie totale roue
- (2) Vitesse périphérique sortie roue
- (3) Vitesse tangentielle absolue sortie roue
- (4) Perte dans le jeu
- (5) Perte par frottement roue
- (6) Perte par décollement roue
- (7) Perte par inadadaptation incidence entrée roue
- (8) Perte par frottement sur le carter
- (9) Pertes complémentaires par compressibilité

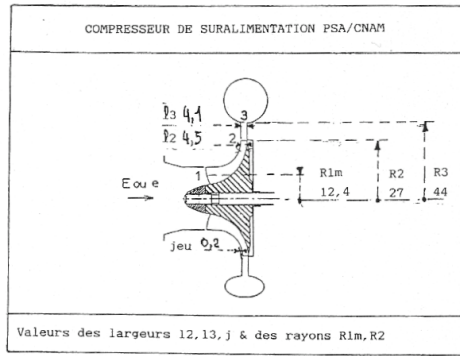
les termes h_f , h_d , h_i , sont analogues à ceux rencontrés pour la pompe. Le calcul de V_{2u} s'effectue de la même façon; le terme de perte dans le jeu peut être mis sous la forme $h_j = U_2 V_{u2} \frac{j}{l_2} K_j$; la puissance de frottement sur le couvercle W_f est telle que :

$$W_f = \int \frac{1}{2} \rho U^3 C_f dS.$$

Les pertes complémentaires par compressibilité ont dû être ajoutées in extremis pour améliorer la concordance avec l'expérience aux forts débits et aux fortes vitesses; ce sont en fait des pertes par ondes de choc à l'entrée de l'avant roue (M_{W1} indique le Mach relatif) Nous connaissons donc maintenant h_{rr} avec:

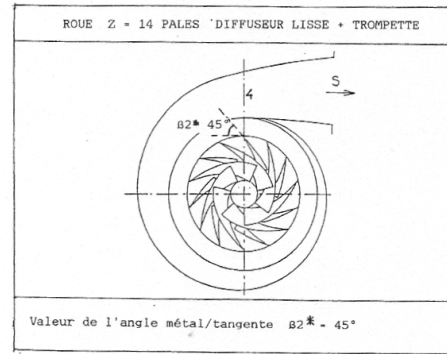
Bilan des puissances et des pertes pour le point A

Puissance absorbée. $W_0 = q_m U_2 V_{u2} = q_m C_p \Delta T_r$	$W_0 = 2\,909\text{ W}$	100 %
Pertes dans le jeu	$W_2 = 69\text{ W}$	2,4 %
Pertes par frottements roue	$W_3 = 57\text{ W}$	2,0 %
Pertes par décollements roue	$W_4 = 10\text{ W}$	0,4 %
Pertes par inadadaptation d'incidence	$W_5 = 1\text{ W}$	0 %
Pertes par frottements sur le carter	$W_6 = 69\text{ W}$	2,4 %
Pertes complémentaires par compressibilité	$W_7 = 53\text{ W}$	1,8 %
Pertes dans le diffuseur lisse	$W_8 = 329\text{ W}$	11,3 %
Pertes dans la volute	$W_9 = 24\text{ W}$	0,8 %
Pertes dans la trompette	$W_{10} = 45\text{ W}$	1,5 %
Total de toutes les pertes	$W_{11} = 657\text{ W}$	22,6 %
Puissance isentropique $W_1 = W_0 - W_{11}$	$W_1 = 2\,252\text{ W}$	77,4 %
Rendement W_1 / W_0	$\eta = 0,774$	



E ou e : entrée compresseur	3 : sortie diffuseur
1 : entrée roue	4 : sortie volute
2 : sortie roue	S : sortie compresseur
« cotes en mm »	

Fig. 9



E ou e : entrée compresseur	3 : sortie diffuseur
1 : entrée roue	4 : sortie volute
2 : sortie roue	S : sortie compresseur
« cotes en mm »	

Fig. 10

$$h_{isr} = C_p \Delta T_{is} = C_p T_{ie} (\pi_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$
 soit en inversant $\frac{\gamma}{\pi_r} = \left(1 + \frac{h_{isr}}{C_p T_{ie}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$. On obtient ainsi le

$$\pi_r = \frac{P_{i2}}{P_{i1}} = \frac{P_{i2}}{P_{ie}}$$

L'espace de diffusion qui se trouve après la roue comprend :

- un diffuseur lisse à plateaux parallèles ;
- une volute qui guide le fluide vers la sortie ;
- un diffuseur trompette.

On peut admettre qu'il n'y a pas de récupération de pression statique dans la volute et le diffuseur trompette de forme générale conique est bien connu. Il n'en est pas de même du diffuseur lisse, pour lequel nous avons mis en évidence « l'usure du rendement cinétique » en ce sens qu'au lieu d'avoir $r V_u = Cte$ comme on

le pensait, on a en réalité $r V_u = \frac{K}{r^{m-1}}$, $m-1$ étant voisin de 0,5, ce qui donne finalement

$V_u = \frac{K}{r^{3/2}}$; quoi qu'il en soit, on parvient à une expression du coefficient de récupération de pression statique de l'ensemble des organes de diffusion :

$$C_{pd} = \frac{P_s - P_2}{P_{i2} - P_2} ; \text{ ceci permet de calculer } P_s \text{ puis } P_{is}.$$

On peut voir sur les figures 11 et 12 la comparaison théorie/expérience pour les courbes pression/débit. Pour les courbes théoriques on a admis que le pom-

page se produisait au maximum de pression sur une isovitesse.

III.2. Rendements

Il faut d'abord calculer l'enthalpie globale totale ou utile h_{isg} ; on connaît $\pi_g = \frac{P_{is}}{P_{ie}}$ on a donc

$$h_{isg} = C_p T_{ie} (\pi_g^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \text{ on en déduit :}$$

$$\eta = \frac{h_{isg}}{U_2 V_{u2}}$$

Le tableau 1 analyse les diverses pertes ; il est relatif au point A = $N_C = 100\,000$ tr/min, $q_{mc} = 0,060$ kg/s. rendement global calculé 0,774, rendement global expérimental 0,760, taux de compression calculé 1,528, taux de compression expérimental 1,535.

On voit la part très considérable de la perte du diffuseur lisse.

C'est pourquoi les fabricants de pompes utilisent souvent des aubes très couchées en arrière pour minimiser l'influence du diffuseur, au détriment de l'encombrement, tandis que les fabricants de compresseurs utilisent souvent un diffuseur aileté, qui récupère mieux, mais au détriment de la marge au pompage.

On peut voir également sur les figures 11 et 12 la comparaison théorie/expérience pour les courbes de rendement.

IV. ÉTUDE D'UNE TURBINE

Pour déterminer les performances des turbocompresseurs de suralimentation des moteurs à combustion

Courbes caractéristiques d'un compresseur
 Courbes expérimentales. Courbes obtenues par le calcul.

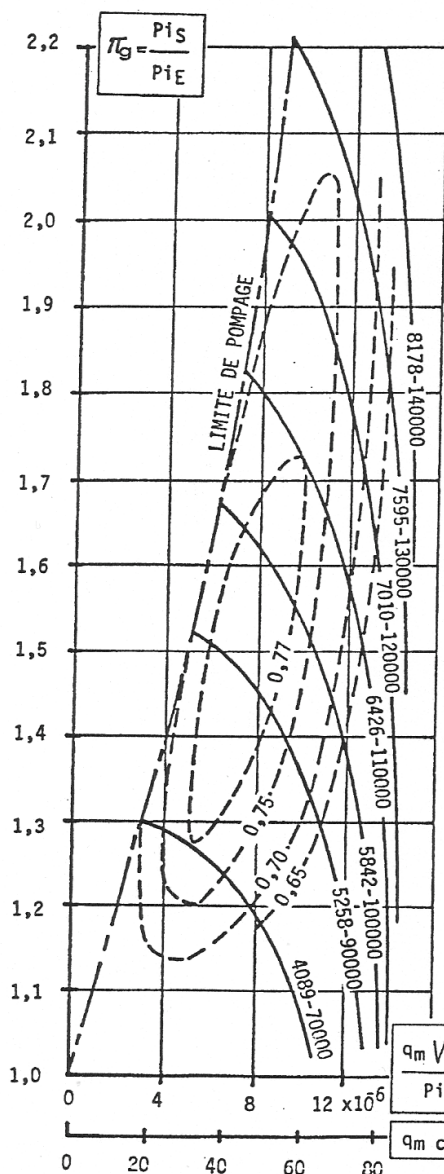


Fig. 11

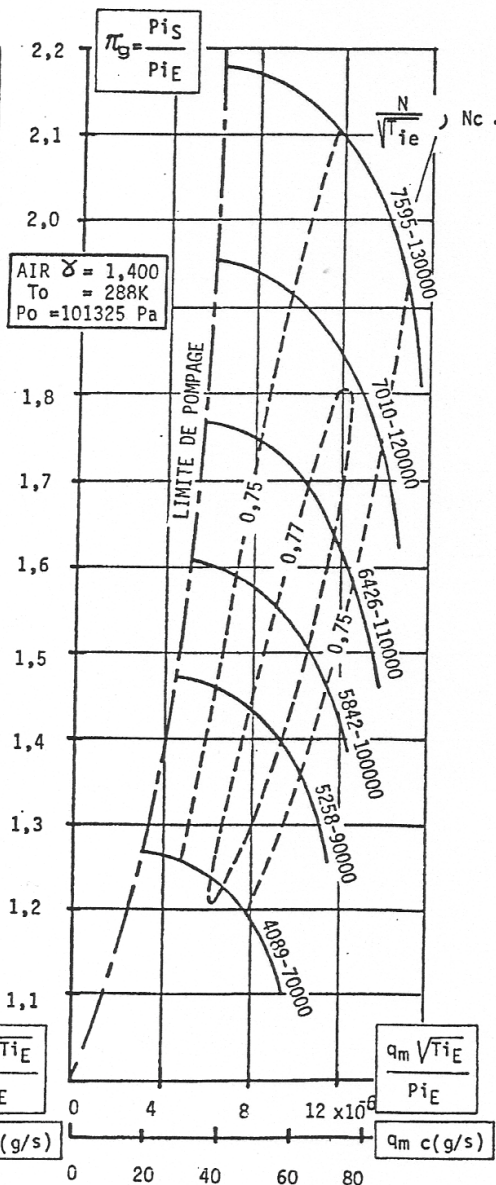


Fig. 12

interne il est commode de pratiquer des essais en régime stationnaire sur des bancs dits «froids». On entraîne la turbine avec de l'air comprimé à la température ambiante, c'est très simple et les mesures sont relativement précises (voir fig. 13).

Cette façon de procéder convient parfaitement au compresseur puisqu'il fonctionnera sur moteur dans des conditions thermodynamiquement identiques. Par contre il en est tout autrement pour la turbine.

Dans son utilisation courante les températures de la turbine avoisineront 900 K (au lieu de 300 K à froid)

avec des gaz brûlés de caractéristiques thermodynamiques variables suivant la richesse et, bien sûr, plus ou moins différentes de celles de l'air.

Evidemment, il s'agit de s'assurer de la crédibilité que l'on peut accorder à ce genre d'essais en vérifiant que les lois de similitude se trouvent bien respectées. Dans ce but, afin d'obtenir des résultats comparatifs, nous avons effectué dans les mêmes conditions de mesures de température et de pression des essais à froid et à chaud. Afin de rendre sensiblement permanent l'écoulement au niveau de la turbine, un volume de tranquil-

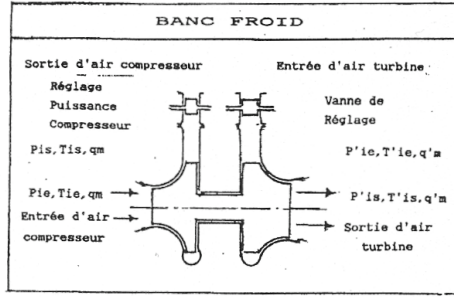


Fig. 13

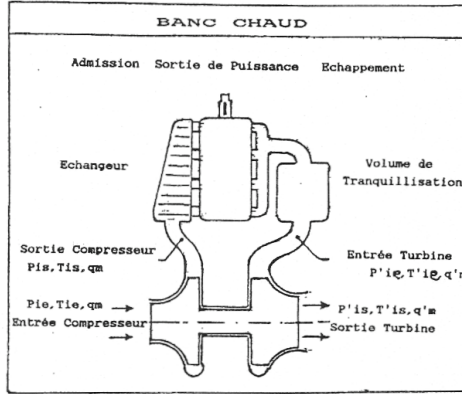


Fig. 14

lisation (de l'ordre de deux fois la cylindrée) a été introduit entre échappement et turbine, et on a vérifié par des capteurs instationnaires que les pulsations de pression amont turbine étaient très réduites. (Un schéma de l'installation est représenté figure 14).

IV.1. Courbes pressions/débit

Les courbes pressions/débit à froid sont représentées figure 15. En ce qui concerne les variables, on peut utiliser les groupements suivants:

1. Variables sans dimension: on utilise fréquemment:

$$\frac{P'_{ie}}{P'_{is}}, \frac{U}{a'_{ie}}, \frac{q'_m}{\rho'_{ie} a'_{ie} R_e^2}, \gamma', R = \frac{U R_e}{\nu_{ie}}$$

$\uparrow$ $\uparrow$ $\uparrow$ $\uparrow$ $\uparrow$
 (1) (2) (3) (4) (5)

- (1) Taux de détente
- (2) Vitesse adimensionnelle
- (3) Débit adimensionnel
- (4) Rapport des capacités thermiques massiques C_p/C_v
- (5) Nombre de Reynolds

L'application du théorème de Vaschy-montre que, pour le débit sans dimensions, il peut y avoir intérêt

à utiliser $\frac{\gamma' q'_m}{\rho'_{ie} a'_{ie} R_e^2}$ les autres variables demeurant ce qu'elles sont.

2. Variables réduites

On remarque que $\frac{U}{a'_{ie}}$ peut s'écrire

$$\frac{2\pi}{60} \frac{N R_e}{\sqrt{\gamma' r T'_{ie}}} \text{ pour un gaz donné et une turbine donnée, on peut donc prendre comme variable réduite } \frac{N}{\sqrt{T'_{ie}}} \text{ de même pour le débit, on aboutit à l'expression } \frac{q'_m \sqrt{T'_{ie}}}{P'_{ie}}.$$

3. Variables corrigées

Toujours pour un gaz donné à froid et une turbine donnée, on peut prendre comme variable de vitesse:

$$\frac{N'}{\sqrt{T'_{ie}}} \times \sqrt{T_{io}} \text{ avec } T_{io} = 288,15 \text{ K et il vient:}$$

$$N'_C = \frac{N'}{\sqrt{T'_{ie}/288,15}} \text{ de même}$$

$$q'_{mc} = \frac{q'_m \sqrt{T'_{ie}/288,15}}{P'_{ie}/101.325}$$

Plusieurs échelles ont été indiquées sur la figure 15 afin que les habitudes de chacun soient respectées.

Lorsqu'on trace, pour une même vitesse sans

dimension $\frac{U}{a'_{ie}}$ (0,53 par exemple) les courbes pression/débit à froid et à chaud, on constate que les débits à chaud pour un même taux de détente (1,5 par exemple) sont plus élevés que les débits à froid (voir fig. 16), l'accroissement dépassant 10%. La dilatation des pièces n'explique qu'un accroissement de débit de 1%; en réalité, il faut rechercher sans doute l'explication principale dans le fait que, sur moteur, le centre de la veine (où on mesure la température T'_{ie}) est plus chaud que les régions proches des parois; dans ces zones, la masse volumique ρ du gaz est donc plus élevée que la masse volumique centrale ρ'_{ie} et il s'ensuit un surdébit qui n'existe pas dans le fonctionnement à froid.

Les variables choisies ne sont pas indifférentes: sur la figure 17, on a retenu trois représentations et on a adopté des échelles telles que le même point à froid (point B) «tombe» sur la même verticale.

On voit que la représentation:

$$\left[\frac{U}{a'_{ie}} \frac{q'_m}{\rho'_{ie} a'_{ie} R_e^2} \right] \text{ conduit à un écart de 14,3\% entre le chaud et le froid.}$$

Tandis que la représentation

$$\left[\frac{U}{a'_{ie}} \frac{\gamma' q'_m}{\rho'_{ie} a'_{ie} R_e^2} \right] \text{ réduit cet écart à 10,0\% la re-}$$

présentation $\left[N_{\text{corrigé}} q_{\text{corrigé}} \right]$ étant presque aussi bonne (écart 10,8%).

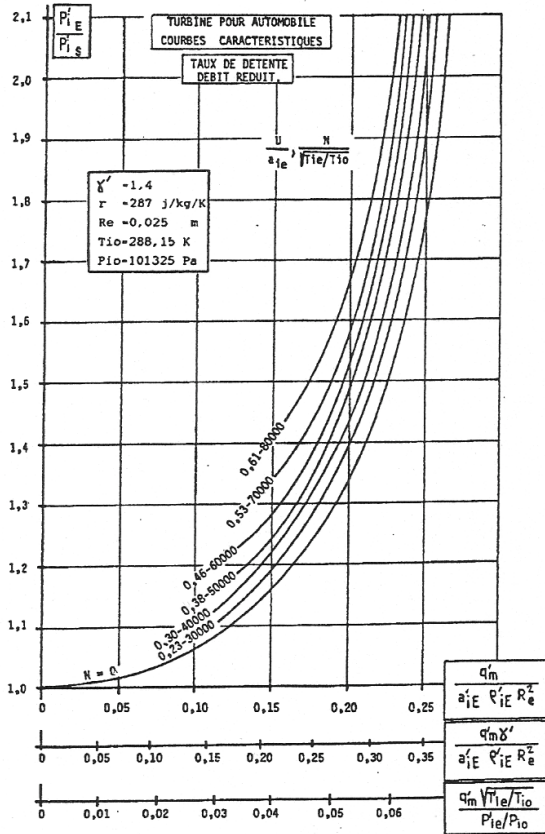


Fig. 15.

IV.2. Rendements

Dans les essais à froid, l'air turbine et l'air compresseur sont à des températures voisines de l'ambiance; il y a donc peu d'échanges de chaleur entre les machines et l'air ambiant et le fonctionnement est sensiblement adiabatique pour la turbine et le compresseur. On peut donc tracer les courbes de rendement η_{ad} /débit réduit pour diverses valeurs de la vitesse réduite, avec les relations suivantes:

$$\left(\frac{T'_{ie}}{T'_{is}}\right)_{\text{isentropique}} = \left(\frac{P'_{ie}}{P'_{is}}\right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}; \quad \frac{\Delta T'_{is}}{T'_{is}} =$$

$$\left(\frac{P'_{ie}}{P'_{is}}\right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} - 1;$$

$$\frac{\Delta T'_{is}}{T'_{ie}} = \frac{\Delta T'_{is}}{T'_{is}} \times \left(\frac{T'_{is}}{T'_{ie}}\right)_{\text{is}}$$

COMPARAISON ESSAIS A FROID ESSAIS A CHAUD.
(DU POINT DE VUE DES COURBES TAUX DE DETENTE/DEBIT.)

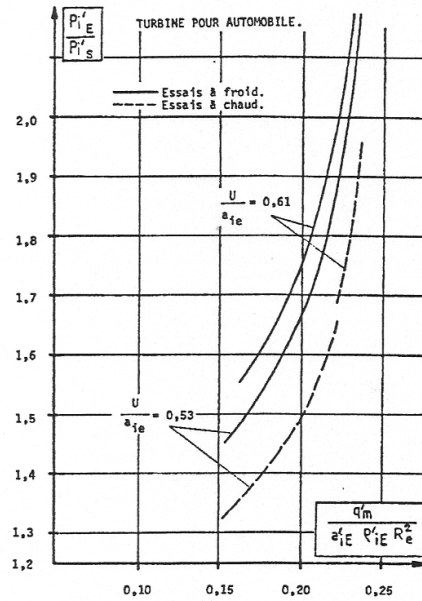


Fig. 16.

CHOIX DES "BONNES" VARIABLES.

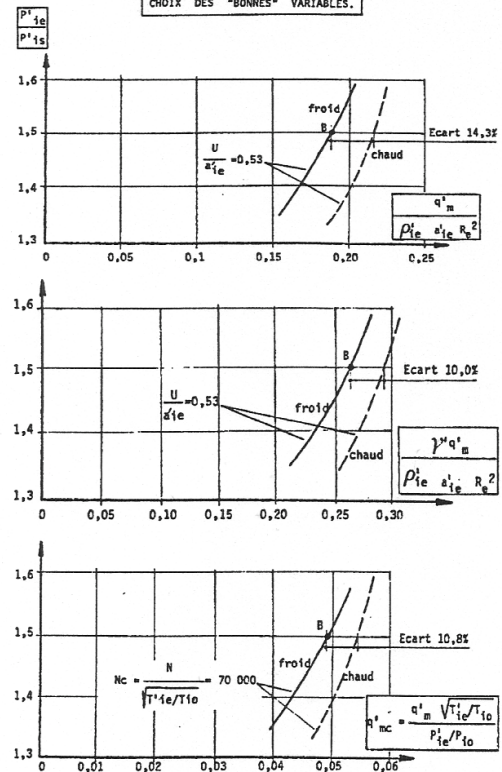


Fig. 17

$$= \frac{(P'_{ie}/P'_{is})^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} - 1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

soit $\frac{\Delta T'_{is}}{T'_{ie}} = 1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$ et finalement :

$$\Delta T'_{is} = T'_{ie} \left[1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

$$\eta_T = \frac{q'_m \Delta h_r}{q'_m \Delta h_{is}} = \frac{q'_m C'_p \Delta T'_r}{q'_m C'_p \Delta T'_{is}} =$$

$$\frac{\Delta T'_r}{\Delta T'_{is}} = \frac{\Delta T'_r \text{ (mesuré)}}{T'_{ie} \left[1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

Les courbes de rendement «à froid» sont représentées sur la figure 18.

Dans les essais à chaud l'air «compresseur» est toujours à une température voisine de l'ambiance (si celle-ci est bien ventilée), mais les gaz «turbine» sont beaucoup plus chauds que l'ambiance, aussi la turbine cède-t-elle de la chaleur au milieu extérieur. Le compresseur reste donc adiabatique, mais la turbine ne l'est plus.

La puissance réelle de turbine W_T n'est donc plus égale à $q'_m C'_p \Delta T'_r$ cependant, on a toujours Puissance Compresseur = Rendement mécanique $\times$ Puissance turbine.

Soit $W_c = \eta_m W_T$ avec $W_c = q'_m C'_p \Delta T_r$ (compresseur).

La puissance isentropique de turbine reste toujours égale à :

$$q'_m C'_p T'_{ie} \left[1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

On peut donc écrire :

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_{Tis}} = \frac{q'_m C'_p \Delta T_r / \eta_m}{q'_m C'_p T'_{ie} \left[1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

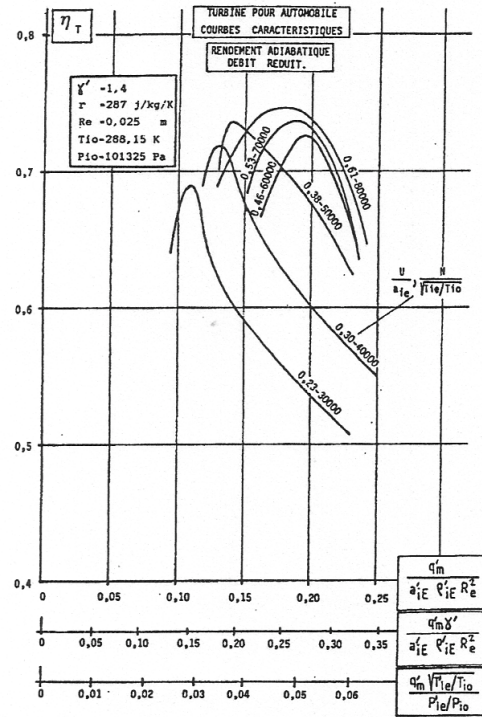


Fig. 18

soit enfin :

$$\eta_m \eta_T = \frac{q'_m}{q'_m} \cdot \frac{C'_p}{C'_p} \cdot \frac{\Delta T_r \text{ (compr.)}}{T'_{ie} \left[1 - \frac{1}{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

Ainsi, à chaud, on ne peut plus calculer η_T , à partir des mesures, mais on peut encore accéder au produit $\eta_m \times \eta_T$ (rend^t méca. $\times$ rend^t turbine).

Au lieu de considérer un γ' moyen et un C'_p moyen pour les gaz de combustion, on peut évidemment utiliser des relations plus savantes.

La figure 19 représente, en fonction du débit adimensionnel :

— en trait fort — la courbe de rendement η_T à froid ;
— en trait interrompu — le produit $\eta_m \eta_T$ à chaud.

On voit que ces deux courbes ont une grande ressemblance, la différence entre les deux provenant essentiellement du rendement mécanique.

Toutefois, selon les essais, nous n'obtenons pas toujours une concordance aussi satisfaisante.

V. CONCLUSION

La prévision des caractéristiques des turbomachines en service est possible en suivant deux voies :

COMPARAISON ESSAIS A FROID ESSAIS A CHAUD.
(DU POINT DE VUE DES RENDEMENTS.)

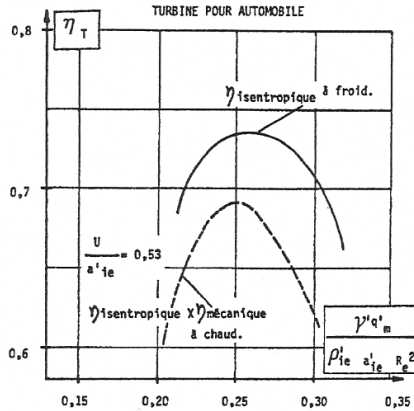


Fig. 19

- soit par des calculs de modélisation effectués en partant des données géométriques (c'est la voie que nous avons suivie pour la pompe et le compresseur);
- soit par des essais simplifiés en air lorsque les machines fonctionneront en gaz de combustion (c'est la voie que nous avons suivie pour la turbine centrifète.

Dans le cas de la pompe on peut dire que c'est probablement la cavitation qui pourrait être améliorée.

Dans le cas du compresseur, il faudrait utiliser un autre type de diffuseur, car le diffuseur lisse est le siège de grandes pertes.

Dans le cas de la turbine, on peut dire qu'à vitesse et débit adimensionnels donnés, le taux de détente est plus élevé à froid qu'à chaud, tandis que le rendement de turbine est du même ordre.

Enfin, nous tenons à remercier chaleureusement les organismes qui nous ont permis de mener à bien ces recherches:

- Le C.N.A.M., dont la pluridisciplinarité (association des moteurs alternatifs, des turbomachines et de l'aérodynamique) a pu être pleinement utilisée.
- Le M.R.T. qui a financé une part de l'étude de la pompe et l'Association française des constructeurs de pompes qui l'a encouragée.
- La Société P.S.A. qui a soutenu les études de turbosuralimentation et nous a permis de faire des essais à chaud sur un moteur Diesel.

NOTATIONS PRINCIPALES

a_1	Distance entre 2 pales à l'entrée roue	m
a_{ie}	Vitesse du son totale à l'entrée compresseur	m/s
a'_{ie}	Vitesse du son totale à l'entrée turbine	m/s

C_p	Capacité thermique massique à pression constante pour l'air	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C'_p	Capacité thermique massique à pression constante pour gaz combustion	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_d	Coefficient de récupération statique de l'ensemble des diffuseurs	sans dim.
E_1	Epaisseur du profil de roue de pompe au maître couple	m
E_2	Distance du bord d'attaque au maître couple de la roue de pompe	m
g	Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$ $= 9,81 m/s^2$
H_r	Hauteur réelle fournie par la pompe	m
H_{th}	Hauteur théorique fournie par la pompe	m
$h_{f'd'i'j'}$ $h'_{f'd'i'j'}$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Perte de hauteur (pompe II.1) ou d'enthalpie (III.1-compresseur)} \end{array} \right.$	m ou $J.kg^{-1}.K^{-1}$
K_f, K_d, K_i K'_f, K'_d, K'_i	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Coefficients de pertes (pompe II.1-)} \end{array} \right.$	sans dim.
i	Incidence du fluide par rapport au squelette de pale	0
i_R	Incidence i pour laquelle la recirculation commence	0
l_1, l_2, l_3	Largeurs de veine dans la pompe (§ II) et dans le compresseur (§ III)	m
Q	Débit volume ($Q = q_u + q_e + q_i$)	m^3/s
q_u	Débit volume utile	m^3/s
q_e	Débit de fuite externe	m^3/s
q_i	Débit de recirculation interne	m^3/s
q_m	Débit masse pour le compresseur	kg/s
q'_m	Débit masse pour la turbine	kg/s
p_i	Pression totale absolue (ex. P_{ie} à l'entrée comp. p'_{ie} à l'entrée turbine)	Pa
p_s	Pression statique absolue	Pa
R_1, R_2, R_3, R_4	Rayons numérotés de l'entrée à la sortie pour la pompe et le compresseur	m
h_{rr}	Enthalpie réelle fournie par la roue de compresseur	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
h_{rg}	Enthalpie réelle fournie par le compresseur complet	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
S	Facteur de survitesse	s.d.
T_{ie}	Température entrée compresseur (totale)	K
T'_{ie}	Température entrée turbine (totale)	K
U	Vitesse périphérique	m/s
V	Vitesse absolue	m/s

W	Vitesse relative	m/s	η	Rendement, notamment rendement du compresseur	s.d.
W	Puissances (sans confusion possible avec vitesses relatives)	W	γ_h	Rendement hydraulique (pour la pompe)	s.d.
Z,Z'	Nombre de pales de la roue (Z), du diffuseur (Z')	s.d.	η_m	Rendement mécanique (pour la pompe et le turbocompresseur)	s.d.
α	Angle entre la vitesse absolue et la tangente au cercle	O	η_g	Rendement global (pour la pompe)	s.d.
α^+	Angle entre le métal et la tangente au cercle (cas absolu)	O	η_T	Rendement propre de la turbine	s.d.
β	Angle entre la vitesse relative et la tangente au cercle	O	π_r	Taux de compression roue (pour le compresseur)	s.d.
β^+	Angle entre le métal et la tangente au cercle (cas relatif)	0	π_g	Taux de compression global (pour le compresseur)	s.d.
γ	Rapport des capacités calorifiques massiques C_p/C_p pour l'air	s.d.	ρ_{ie}	Masse volumique à l'entrée du compresseur	kg/m ³
γ'	Rapport des capacités calorifiques massiques pour les gaz de combustion	s.d.	ρ_{ie}'	Masse volumique à l'entrée de la turbine	kg/m ³