

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA DE JIJEL

جامعة محمد الصديق بن يحيى

Faculté des Sciences et de la Technologie
Département Génie Mécanique

Cours

Turbomachines 1

(Niveau : 3ème Année L.M.D Energétique)

Par

Dr. Samir DJIMLI

Sommaire

Chapitre 1 Définitions et théorie générale des turbomachines

1. Introduction	2
2. Types de Turbomachines	2
3. Unités et Dimensions	4
3.1. Energie des fluides	5
3.1.1. Énergie de pression	5
3.1.2. Energie cinétique	5
3.1.3. Energie potentielle	6
3.1.4. Energie thermique ou enthalpie	6
4. Application de la première loi de la thermodynamique	7
5. Etude théorique des turbomachines	9
5.1. Relation du travail	9
a. Cas d'un fluide incompressible	9
b. Cas d'un fluide compressible	10
5.2. Ecoulement d'un fluide incompressible dans les machines axiales	11
a. Triangle des vitesses	11
b. Relation du travail échangé	11
c. Equation d'Euler	12
5.3. Ecoulement d'un fluide incompressible dans les machines radiales	15
a. Triangle des vitesses	15
b. Relation du travail échangé	15
c. Equation d'Euler	17
5.4. Ecoulement d'un fluide compressible dans les machines axiales	18
5.5. Ecoulement d'un fluide compressible dans les machines radiales	19
6. Degré de réaction	19

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

1. Introduction	21
2. Notions fondamentales	21
2.1. Fondement de la classification des pompes	21
2.2. Avantages et inconvénients des turbopompes	22
3. Pompes centrifuges	22
3.1. Type de la roue	22
3.2. Description	23
3.3. Problème générale de l'installation d'une pompe	24
a. Hauteur utile (manométrique)	24
b. Puissance utile	26
c. Triangle des vitesses	27
d. Influence de la forme des aubes sur les performances de la pompe	27
4. Rendements d'une pompe centrifuge	29
4.1. Rendement hydraulique	29
4.2. Rendement volumétrique	29
4.3. Rendement mécanique	30
4.4. Rendement global	30
5. Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge	30

5.1. Hauteur – Débit	30
5.2. Rendement, Puissance - Débit	31
6. Les pertes de charges de l'installation (conduite aspiration et refoulement)	32
a. Pertes de charges linéaires	32
b. Pertes de charges singulières (coude, filtre .etc.)	32
7. Point de fonctionnement	32
8. Couplage des pompes	33
a. Couplage en série	33
b. Couplage en parallèle	33
9. Cavitation	35
Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines	
1. Introduction	37
2. Dimensions fondamentales (primaires)	37
3. Dimensions secondaires	37
4. Théorème de Buckingham (Théorème π)	37
5. Exemple: Écoulement dans une conduite cylindrique rugueuse	39
6. Loi de Similitude des TM	43
6.1. Définition	43
6.2. Grandeur dimensionnelles	43
7. Coefficient de Râteau	44
8. Fonctionnement semblable	45
9. Autres grandeurs caractéristiques	45
Chapitre 4 : Les turbines hydrauliques	
1. Introduction	48
2. Classification des turbines hydrauliques	48
3. Choix des turbines hydrauliques	49
4. Turbine Pelton	51
4.1 Construction de la turbine Pelton	51
4.2 Etude d'une turbine Pelton	53
4.3.1 Rendement de la turbine Pelton	56
4.2.2 Paramètres de conception de la turbine Pelton	57

Nomenclature

Notations

C_p	Capacité spécifique à pression constante
C_v	Capacité spécifique à pression constante
S	Surface
g	Accélération de pesanteur
H	Hauteur
q_m	Débit massique
P	Pression
Q	Chaleur
ΔP	La chute de pression
P_e	Puissance
v	Volume
M	Masse
r	Rayon
V	Vitesse (vitesse d'entraînement)
U	Vitesse (vitesse absolue)
w	Vitesse (vitesse relative)
W	Travail spécifique
T	Température
h	Enthalpie
E	Energie
R	Degré de réaction
F	Force
D	diamètre
b	Largeur de la roue
q_v	Débit volumique
q_m	Débit massique
A	Grandeur physique
π	Grandeur adimensionnel

Unités

$J/ kg.K$
$J/ kg.K$
m^2
m/s^2
m
kg/s
Pa
J
Pa
W
m^3
kg
m
m/s
m/s
m/s
J/kg
K
J/kg
J
$-$
N
m
m
m^3/s
kg/s
$-$
$-$

Lettres grecques

α	Angle absolue	$^\circ$
β	Angle relative	$^\circ$
δ	Coefficient de débit	$-$
Ψ	Coefficient hauteur utile	$-$
τ	Coefficient de débit	$-$
ϕ	Rapport vitesse	$-$
ρ	Masse volumique	kg/m^3
η	Rendement	$\%$

Indice

u	Utile
r	Radiale
v	tangentielle
f	Fortement
h	Hydraulique
a	Aspiration
th	Théorique
L	Linéaire
s	singulière
t	Totale
vs	Vapeur saturante

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

1. Introduction

Une turbomachine est un dispositif dans lequel un transfert d'énergie se produit entre un fluide en écoulement et un élément en rotation sous l'effet d'une action dynamique et générée une modification de la pression et de la quantité de mouvement du fluide. Le transfert d'énergie mécanique se produit à l'intérieur ou à l'extérieur de la turbomachine, généralement c'est un processus à écoulement constant. Les turbomachines incluent toutes les machines produisant de l'énergie, telles que les turbines, ainsi que les types produisant une pression, telles que les pompes centrifuges et les compresseurs.

La turbomachine telle que décrite ci-dessus couvre un large éventail de machines, telles que des turbines à gaz, des turbines à vapeur, des pompes centrifuges, des compresseurs centrifuges et à écoulement axial, des éoliennes, des roues hydrauliques et des turbines hydrauliques. Dans ce chapitre, nous traiterons des machines à de fluide incompressible et compressible.

2. Types de Turbomachines

Il existe différents types de turbomachines. Ils peuvent être classés comme:

- Turbomachines dans lesquelles le travail est effectué par le fluide et le travail est effectué sur le fluide.
- Turbomachines dans lesquelles le fluide traverse l'élément rotatif dans la direction axiale sans aucun mouvement radial des lignes de courant. De telles machines sont appelées machines à écoulement axial, alors que si l'écoulement est essentiellement radial, on parle de machine à écoulement radial ou à écoulement centrifuge. Certaines de ces machines sont illustrées à la Fig. 1. Les turbomachines peuvent en outre être classées comme suit (voir table N°1):
 - ✓ Turbines: Machines produisant de l'énergie en dilatant un fluide à une pression ou à une pression plus basse.
 - ✓ Pompes: machines qui augmentent la pression ou la charge du fluide en circulation.
 - ✓ Ventilateurs: machines ne produisant qu'une faible augmentation de pression dans un gaz à écoulement continu; généralement, le gaz peut être considéré comme incompressible.
 - ✓ Compresseurs: machines qui transmettent de l'énergie cinétique à un gaz en le comprimant puis en lui permettant de se dilater rapidement. Les compresseurs peuvent être à écoulement axial, centrifuge ou une combinaison des deux types, afin de produire de l'air très comprimé. Dans un compresseur dynamique, ceci est obtenu en transmettant de l'énergie cinétique à l'air dans la turbine, puis cette énergie cinétique est convertie en énergie de pression dans le diffuseur.

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

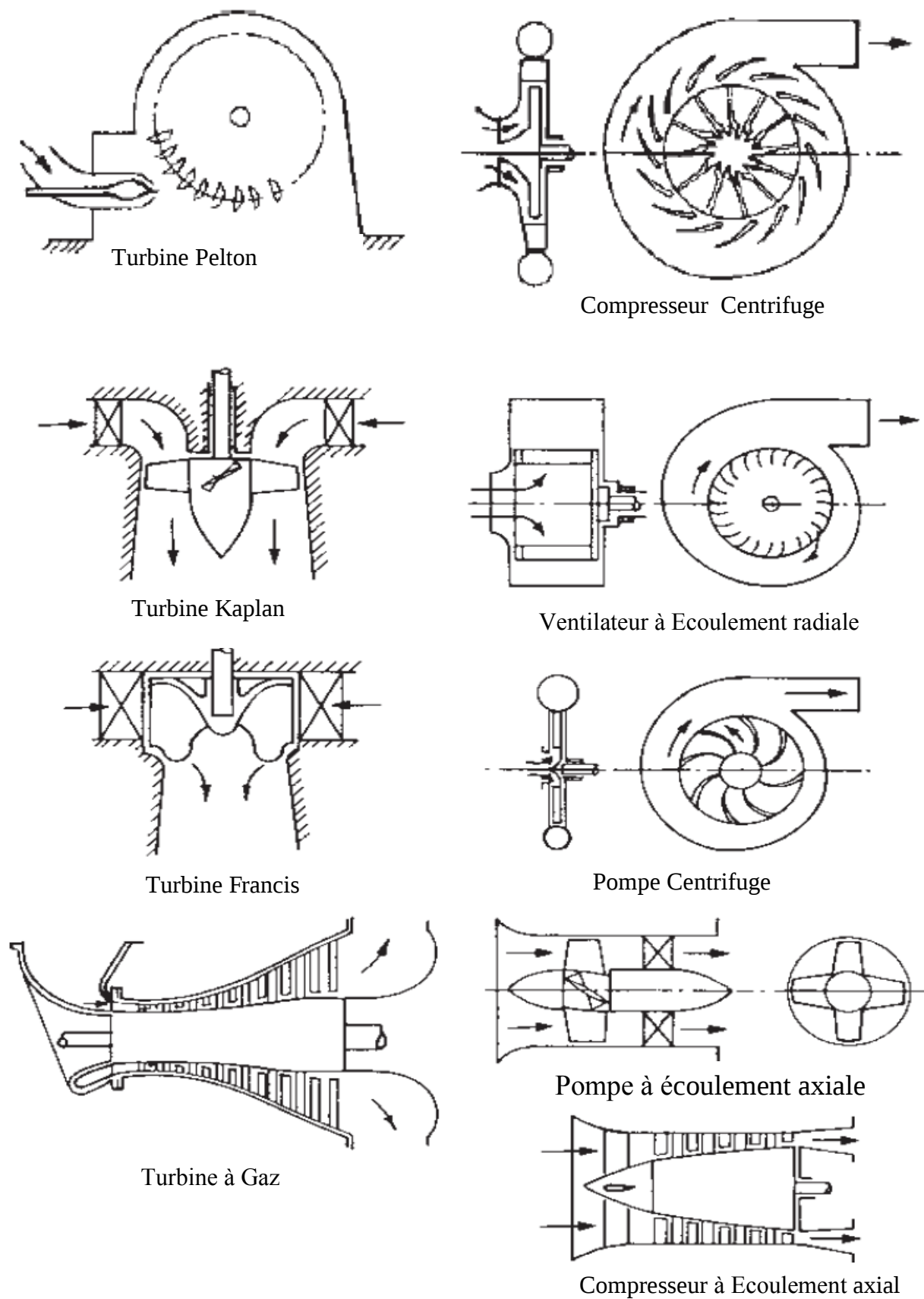


Figure 1 : Types des turbomachines [1]

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

Table N°1 : classification des turbomachines [1]

Mode de classification	Les différents types	Exemple
Selon le sens d'énergie	[1] L'énergie du fluide vers le rotor	Turbine à vapeur Turbine hydraulique
	[2] L'énergie du rotor vers le fluide	Ventilateur Compresseur pompe
Selon la direction de l'écoulement du fluide	1. Machine à écoulement radial	Pompe centrifuge
	2. Machine à écoulement axial	Turbine hydraulique Kaplan
	3. Machine à écoulement mixte	Turbine hydraulique Francis
	4. Machine à écoulement tangentielle	Turbine hydraulique Pelton
Selon le type de fluide	1. Machine hydraulique	Pompe
	2. Machine thermique	Compresseur
Selon le degré de réaction	1. Machine à action	Turbine hydraulique Pelton
	2. Machine à réaction	Turbine hydraulique Kaplan

3. Unités et Dimensions

Les turbomachines traitent des fluides à différents niveaux d'énergie. Les énergies des fluides sont de différentes formes: énergie de pression, énergie cinétique, énergie potentielle et énergie thermique. Afin de faire face à différentes formes d'énergie et d'amener ces formes dans une unité commune, une constante dimensionnelle est d'abord identifiée. Cette constante est « g_c ».

Selon la deuxième loi de Newton, la force agissant sur une masse est proportionnelle au produit de la masse et l'accélération de cette masse. Mathématiquement, il peut être écrit comme :

$$F \propto Mg$$

$$\Rightarrow F = \left[\frac{1}{g_c} \right] Mg$$

Où $(1 / g_c)$ est la constante de proportionnalité. Donc,

$$g_c = \left[\frac{Mg}{F} \right]$$

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

En unités SI, 1 N est la force qui agit sur une masse de 1 kg et accélère cette masse à 1 m/s².
En remplaçant $m = 1 \text{ kg}$, $a = 1 \text{ m/s}^2$ et $F = 1 \text{ N}$ dans l'équation ci-dessus,

$$g_c = \frac{mg}{F} = \frac{1 \text{ kg} (1 \text{ m/s}^2)}{1 \text{ N}}$$

$$g_c = \frac{1 \text{ kg m}}{1 \text{ N s}^2}$$

$$1 \text{ kg m} = 1 \text{ N s}^2$$

Avec les unités de masse, de longueur, de temps et de force fixées comme ci-dessus (comme dans le système d'unités SI), g_c est une constante avec sa valeur numérique d'unitaire ayant les dimensions de (kg m) / (N s²). Par conséquent, les dimensions de toute entité physique peuvent être multipliées ou divisées par g_c sans perte de caractère de cette entité physique et sans modification de la valeur numérique de la mesure de sa quantité. Cette multiplication ou division par g_c est effectuée là où les dimensions doivent être homogènes dans les équations, dans toutes les quantités.

3.1. Energie des fluides

Les fluides ont différentes formes d'énergie: énergie de pression, énergie cinétique, énergie potentielle et énergie thermique. Les dimensions des différentes formes d'énergie sont maintenant considérées comme suit:

3.1.1. Energie de pression

L'énergie de pression d'un fluide à une pression p (N / m²) et à un volume spécifique v (m³ / kg) est donné par le produit pv . Les dimensions sont les suivantes:

$$pv = \frac{N}{m^2} \times \frac{m^3}{kg} = \frac{mN}{kg} = \frac{J}{kg}$$

3.1.2. Energie cinétique

L'énergie cinétique d'un fluide se déplaçant à une vitesse de V m/s est donnée par $V^2 / 2$. Les dimensions sont les suivantes:

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\frac{V^2}{2} = \frac{m^2}{s^2} = \frac{m^2}{s^2} \times \frac{1}{(kg \ m / N \ s^2)} = \frac{mN}{kg} = \frac{J}{kg}$$

$$\frac{V^2}{2} = \frac{V^2}{2g_c} = \frac{m^2}{s^2} = \frac{J}{kg}$$

Ceci illustre l'utilisation de la "division par g_c " pour obtenir des dimensions homogènes, sans modifier la valeur numérique. L'énergie cinétique d'un fluide en mouvement à 100 m /s est

$$\frac{100^2}{2} = 5000 m^2 / s^2 = 5000(mN) / kg = 5000 J / kg$$

3.1.3. Energie potentielle

L'énergie potentielle d'un fluide de hauteur z (supérieure à un niveau de référence donné) est donnée par z_g . Les dimensions sont les suivantes:

$$z_g = m \times \frac{m}{s^2} = \frac{m^2}{s^2} = \frac{mN}{kg} = \frac{J}{kg}$$

$$z_g = \frac{z_g}{g_c} = \frac{J}{kg}$$

La division par g_c est sans aucune modification de la valeur numérique. L'énergie potentielle d'un fluide situé à une hauteur de 10 m au-dessus d'un point de référence donné :

$$10 \times g = 10 \times 9.81 m^2 / s^2 = 98.1 J / kg$$

3.1.4. Energie thermique ou enthalpie

L'enthalpie est un effet combiné de la pression et de la température d'un gaz. Pour les fluides compressibles, l'enthalpie peut être prise en fonction de la température. Les modifications de cette forme d'énergie sont donc calculées comme suit:

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\Delta h = c_p \Delta T = \frac{J}{kg^{\circ}C} \times ^{\circ}C = \frac{J}{kg}$$

L'équation de Δh ci-dessus reste valable lorsque la chaleur spécifique c_p reste constante. Lorsque le fluide est de l'air, la chaleur spécifique peut être considérée comme constante dans les plages de variations de température habituellement rencontrées dans les turbomachines. Lorsque le fluide est de la vapeur, les enthalpies doivent être obtenues à partir des tables de vapeur.

Comme indiqué en haut, un fluide peut avoir différentes formes d'énergie et son énergie totale est la somme des formes d'énergie individuelles. Essentiellement, toutes les formes doivent avoir les mêmes dimensions pour pouvoir les additionner. Comme indiqué ci-dessus, que les dimensions soient m^2 / s^2 , mN / kg ou J / kg , elles sont toutes identiques.

4. Application de la première loi de la thermodynamique

La première loi de la thermodynamique donne lieu à l'équation d'énergie à écoulement constant avec un ensemble d'hypothèses (fig.2). Ces hypothèses s'appliquent de manière réaliste à une turbomachine car, pour une turbomachine, les conditions d'entrée et de sortie ne varient pas au fil du temps et il n'y a ni épuisement ni accumulation de masse dans la machine. Le processus est continu et le transfert de chaleur depuis ou vers une turbomachine est considéré comme négligeable.

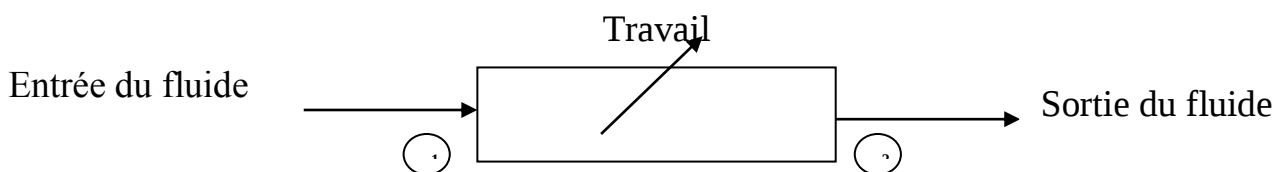


Figure 2 : Schéma d'un système

Considérant la turbomachine montrée sur la Fig.2, on peut écrire :

Le travail de la turbomachine ; avec E_1 énergie totale du fluide en entrée et E_2 énergie totale du fluide en sortie

$$W = E_1 - E_2 \quad (1)$$

Sur la base du débit massique unitaire,

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\begin{aligned} W &= e_1 - e_2 \\ &= \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2g_c} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2g_c} + z_2 \frac{g}{g_c} \right) \\ &= \left(h_{01} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left(h_{02} + z_2 \frac{g}{g_c} \right) \end{aligned}$$

Ainsi que

$$W = (h_1 - h_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c} \quad (2)$$

Toutes les unités sont J / kg dans les équations ci-dessus. La quantité sur le côté gauche, W, est le "travail spécifique" d'une turbomachine. Il s'agit de l'interaction de travail de 1 kg de fluide circulant sur le rotor de la turbomachine. Lorsque le débit est de m kg / s, la puissance correspondante de la machine est donnée par :

$$P \left(\frac{J}{s} \right) = W \left(\frac{J}{kg} \right) \times m (kg / s)$$

Où P est en watts. W et P sont positifs lorsque le fluide a une énergie supérieure à l'entrée par rapport à la sortie. Ce sont des "machines de puissance" produisant de la force motrice pour faire fonctionner d'autres machines. Mathématiquement, les équations sont valables pour les machines qui ont absorbé le travail, telles que les pompes, les ventilateurs, les compresseurs, etc.

L'énergie du fluide à la sortie de ces machines est supérieure à l'énergie à l'entrée et le travail spécifique devient négatif dans l'équation. Cela signifie que l'alimentation est l'entrée de telles turbomachines.

Lorsque le fluide est incompressible (à savoir des liquides), les termes d'enthalpie sont remplacés par des termes plus appropriés d'énergie de pression. Dans ce cas, la densité est utilisée à la place du volume spécifique. La densité est invariable sur un large de pressions. L'expression «travail spécifique» dans tel cas devient

$$W = \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g_c} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g_c} + z_2 \frac{g}{g_c} \right)$$

Toutes les unités sont en J / kg. Également

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$W = \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho} \right) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c}$$

$$\Rightarrow W = \frac{1}{\rho} \left(p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2g_c} \right) - \frac{1}{\rho} \left(p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2g_c} \right) + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c}$$

Donc $W = \frac{1}{\rho} (p_{01} - p_{02}) + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c}$

Et $P = W_{xm}$

5. Etude théorique des turbomachines

5.1. Relation du travail

Soit une turbomachine traversée par un fluide (Fig.3). En appliquant le 1er principe de la thermodynamique à la masse du fluide comprise à l'instant "t" entre deux sections 1 et 2 située sur les conduites d'entrée et de sortie de la machine.

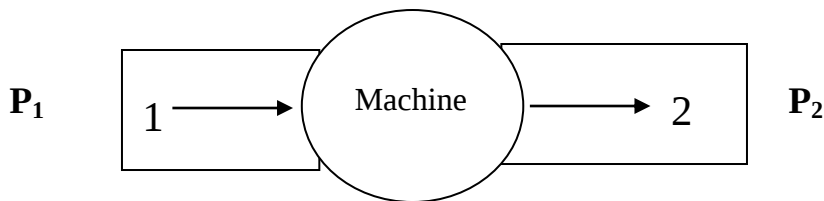


Figure 3: Schéma d'une turbomachine

$$W_t + Q_{12} = dm \left(E + \frac{\Delta V^2}{2} + g \Delta z \right) \quad (3)$$

Le travail W_t est égal à la somme du W_{12} (travail de la machine) et du travail des pressions P_1 et P_2 s'exerçant sur les sections 1 et 2 :

$$W_t = W_{12} + P_1 v_1 - P_2 v_2$$

Et l'équation (3) devient (pour unité de masse $dm=1$)

$$W_t + Q_{12} = \left(\Delta E + P_2 v_2 - P_1 v_1 + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (4)$$

a. Cas d'un fluide incompressible

Généralement la quantité de chaleur échangée est négligeable ($Q_{12}=0$, même température)

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (5)$$

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} : \text{Travail de pression}$$

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} : \text{Variation de l'énergie cinétique}$$

$$g(z_2 - z_1) : \text{Variation de l'énergie potentielle due à la variation d'altitude}$$

$$\Delta E_{12} = \frac{\Delta P'_{12}}{\rho} : \text{Les pertes de charge}$$

Les pertes sont négligeables, donc la relation de travail est la suivante :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

b. Cas d'un fluide compressible

Le fluide est considéré compressible comme un gaz parfait

$$\Delta E = C_v \Delta T$$

$$\Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) = r \Delta T \text{ avec } r = \frac{R}{M} [J / kgK] , R = 8.314 [J / mol K]$$

$$\Rightarrow \Delta E + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) = (C_v + r) \Delta T , C_p - C_v = r$$

$$\Delta E + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) = C_p \Delta T = \Delta h$$

En remplaçant dans l'équation (5):

$$W_{12} + Q_{12} = \left(\Delta h + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right)$$

Les termes Q_{12} et $g(z_2 - z_1)$ sont négligeables donc:

$$W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad [J / kg]$$

Et la puissance : $P_e = q_m W_{12}$ [W] et q_m est le débit massique kg/s]

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

5.2.Écoulement d'un fluide incompressible dans les machines axiales

a. Triangle des vitesses

Considérons une particule de fluide traversant la roue d'une machine axiale, on peut définir sa vitesse absolue $\vec{u}$ par rapport à un référentielle immobile. La vitesse relative $\vec{w}$ est par rapport à un référentiel mobile (tournant avec la roue) et la vitesse d'entraînement $\vec{v}$.

A chaque instant et en chaque point, nous avons la relation vectorielle suivante :

$$\vec{u} = \vec{v} + \vec{w} \quad (6)$$

$$\text{Avec } \vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r}$$

$\vec{\omega}$:

Le vecteur de vitesse de rotation (vitesse angulaire rad/s)

$$\omega = \frac{2 \pi N}{60} \quad \text{et } N : \text{nombre de tours par minute (tr/min)}$$

$\vec{r}$:

La distance entre la particule de fluide et l'axe de rotation

La relation (6) est illustrée par les triangles des vitesses qu'on pourra tracer à chaque point de l'écoulement.

b. Relation du travail échangé

Imaginons un observateur tournant avec le rotor, pour cet observateur l'écoulement se fait comme dans un canal immobile de la vitesse w_1 à w_2 . Selon le théorème de Bernoulli :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$W_{12}=0$ et le terme $g(z_2-z_1)$ est négligeable

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \Rightarrow \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

En remplaçant dans l'équation précédente:

$$W_{12} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad (7)$$

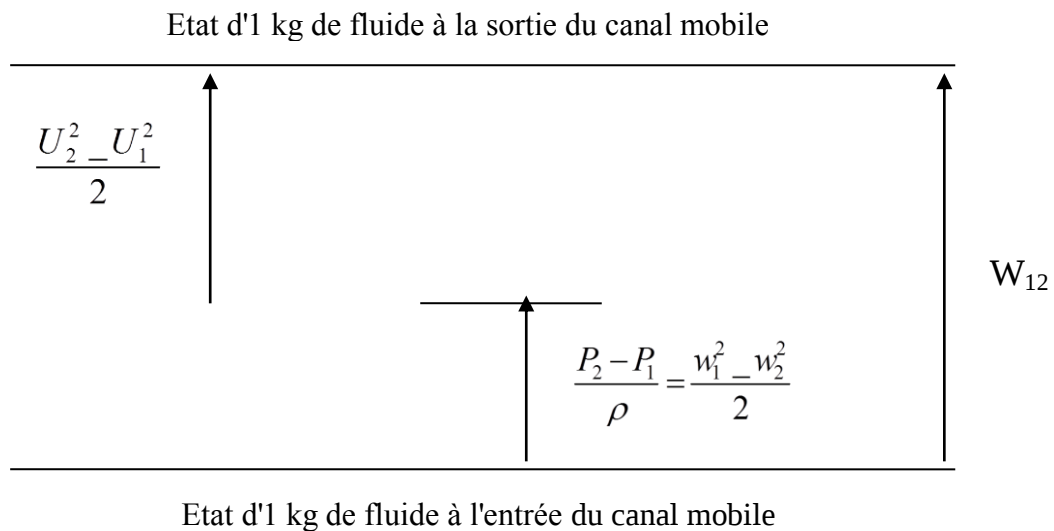


Figure 4: représentation du travail échangé pour les machines axiales

c. Equation d'Euler

Pour les machines axiales : $V_1 = V_2 = V = \omega \cdot r_{\text{moy}}$

D'après la relation de triangle des vitesses : $\vec{u} = \vec{v} + \vec{w}$

$$\vec{w} = \vec{u} - \vec{v} \Rightarrow w^2 = (\vec{u} - \vec{v})^2$$

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_1 \cos \alpha_1 \text{ (à l'entrée de la roue)}$$

$$\text{et } w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2v_2 \cos \alpha_2 \text{ (à la sortie)}$$

En remplaçant ces relations dans l'équation (7), on obtient:

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$W_{12} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - u_1 v_1 \cos \alpha_1 + u_2 v_2 \cos \alpha_2$$

$$W_{12} = -u_1 v_1 \cos \alpha_1 + u_2 v_2 \cos \alpha_2, v_1 = v_2$$

$$W_{12} = v (u_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cos \alpha_1)$$

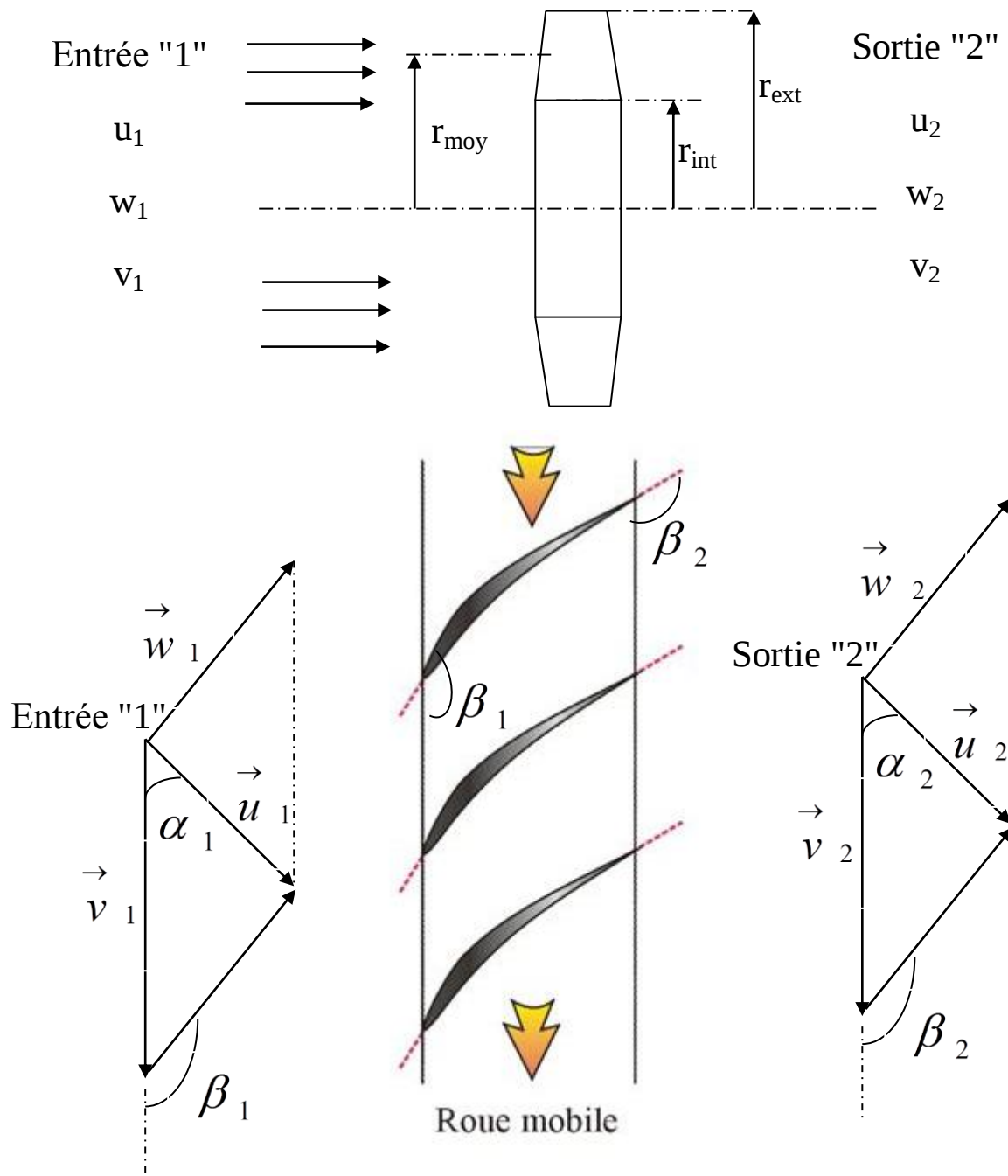


Figure 5: Aubes des pompes et compresseurs axiaux

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

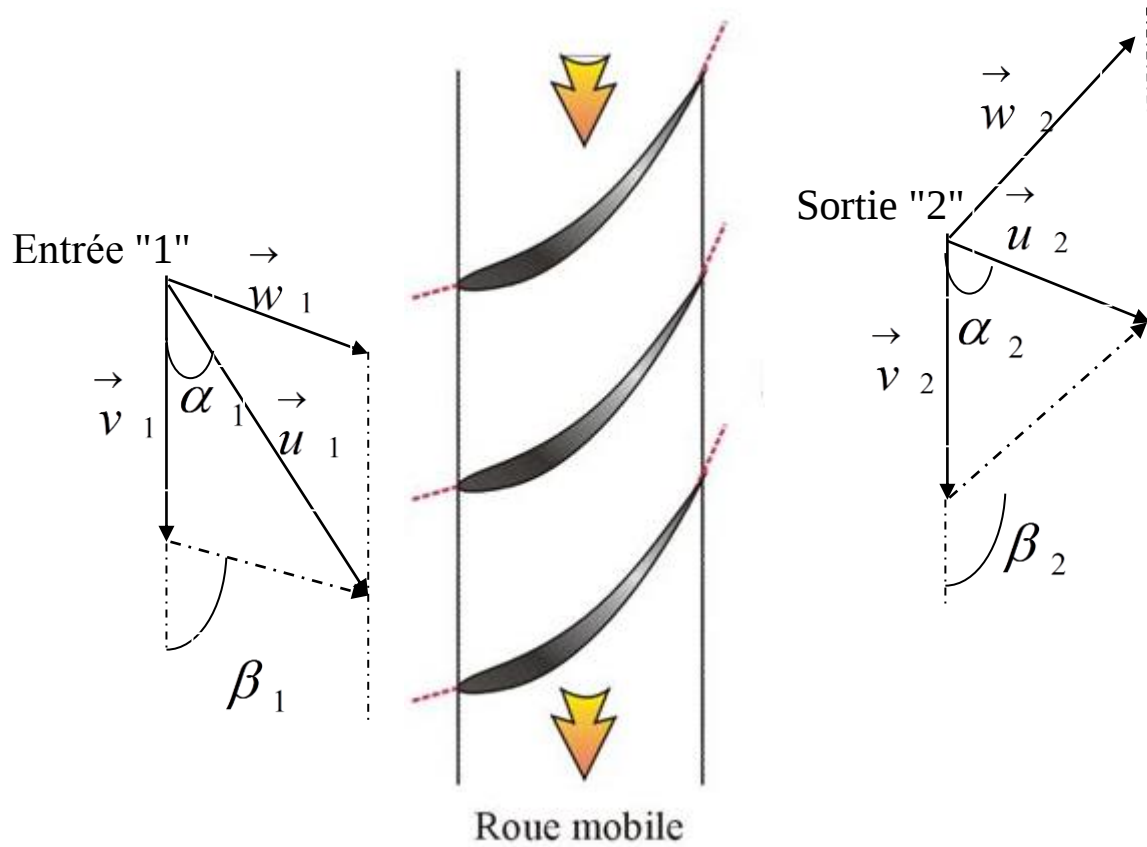


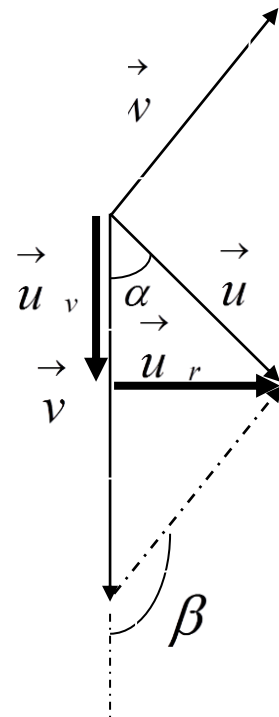
Figure 6: Aubes des turbines

$$u_v = u \cos \alpha$$

$$\text{et } u_r = u \sin \alpha$$

u_v : La composante tangentielle de la vitesse absolue

u_r : La composante radiale de la vitesse absolue



Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

La vitesse d'entraînement reste constante entre le point 1 et 2 mais la vitesse relative w_2 et différente de w_1 , et la vitesse absolue u_2 est généralement différente de la vitesse u_1 . Dans le

cas des machines axiales : $r_{moy} = \frac{r_{int} + r_{ext}}{2}$ et $v = \omega \cdot r_{moy}$

5.3.Écoulement d'un fluide incompressible dans les machines radiales

a. Triangles des vitesses

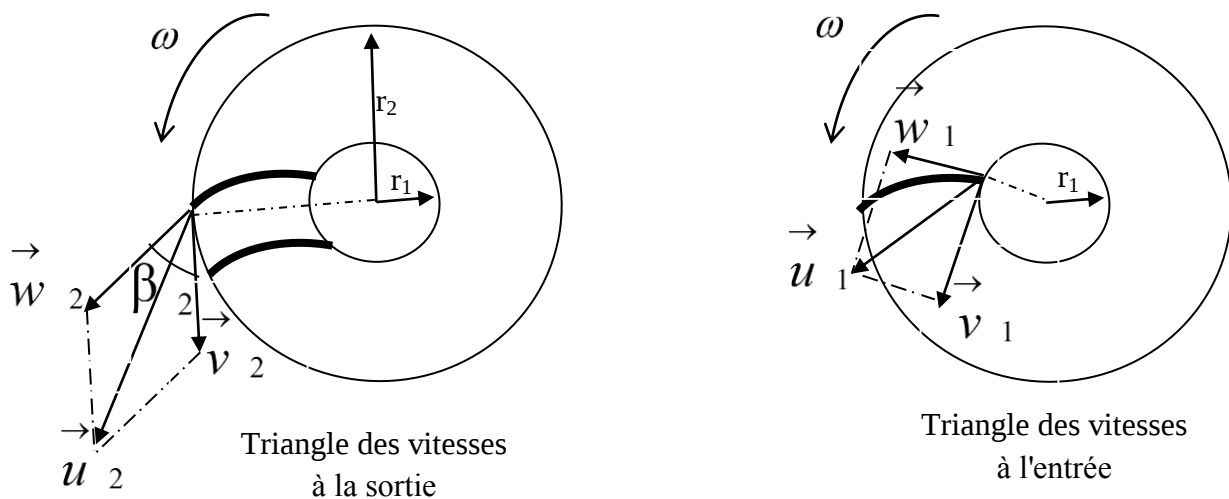


Figure 7: Les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie pour les machines radiales

Pour les machines radiales $v_1 = \omega \cdot r_1 \neq v_2 = \omega \cdot r_2$

b. Relation du travail échangé

$$\text{On a : } W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

Chaque particule s'éloigner du centre de rotor, elle est soumise à une force centrifuge qui dépend du rayon, considérons un tube rempli d'une masse de 1kg (Fig.8)

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

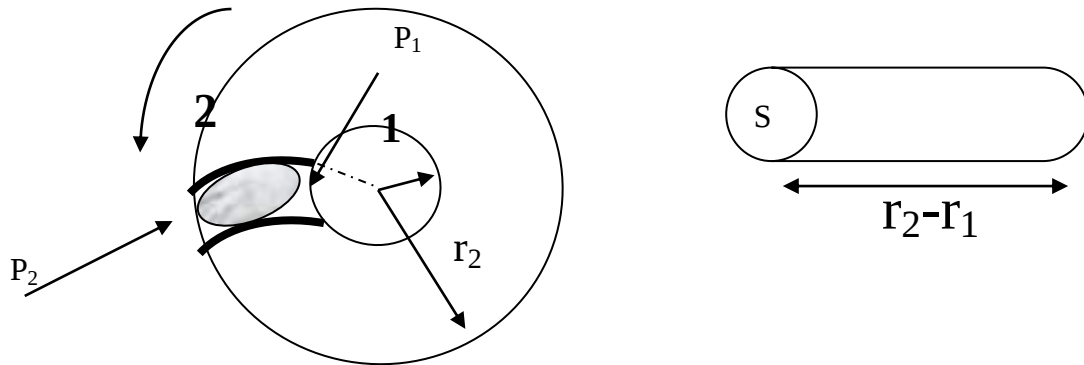


Figure 8: Représentation d'un tube rempli d'une masse de 1kg

$$M = 1 \text{ kg} = \rho * v = \rho * S * (r_2 - r_1)$$

$$\Rightarrow S = \frac{1}{\rho * (r_2 - r_1)}$$

La pression au point 2:

$$P_2 = P_1 + \frac{F}{S}$$

F: la force centrifuge est exprimé par :

$$F = \omega^2 \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)$$

$$P_2 - P_1 = F = \omega^2 \left(\frac{r_1 + r_2}{2S} \right) = \frac{\omega^2 (r_1 + r_2) \rho (r_2 - r_1)}{2}$$

Donc:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2} = \frac{\omega^2 r_2^2}{2} - \frac{\omega^2 r_1^2}{2} = \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \dots\dots\dots(a)$$

D'après part on applique l'équation de Bernoulli sur une unité de masse de fluide traversant un canal dans un repère relatif:

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \dots\dots\dots(b)$$

Finalement, on peut écrire:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$$

En remplaçant dans l'équation générale:

$$W_{12} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad [\text{J/kg}]$$

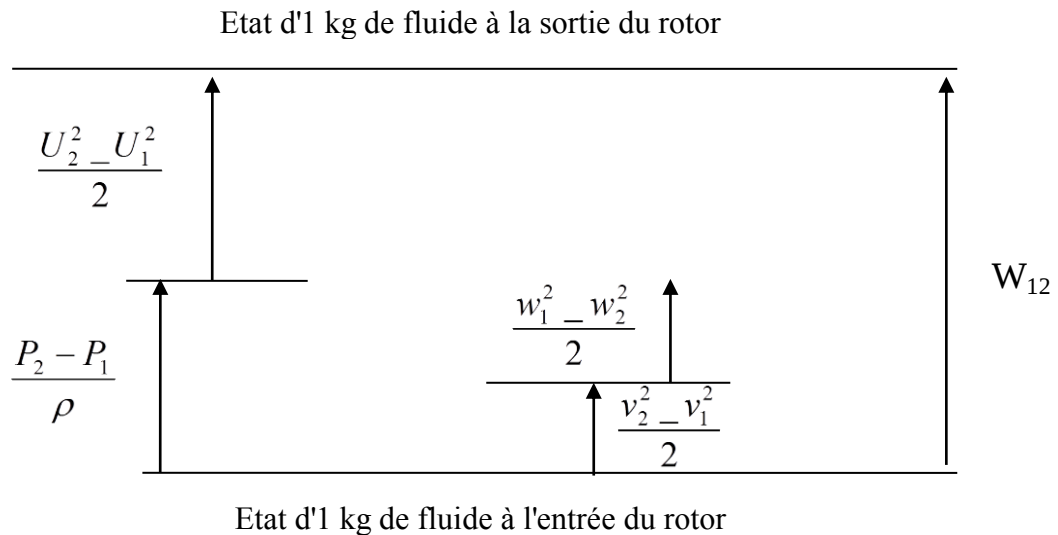


Figure 9: représentation du travail échangé pour les machines radiales

c. Equation d'Euler:

Pour les machines radiales : $v_1 \neq v_2$, $r_1 \neq r_2$

D'après la relation de triangle des vitesses : $\vec{u} = \vec{v} + \vec{w}$

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\vec{w} = \vec{u} - \vec{v} \Rightarrow w^2 = (\vec{u} - \vec{v})^2$$

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_1 \cos \alpha_1 \text{ (à l'entrée de la roue)}$$

$$\text{et } w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2v_2 \cos \alpha_2 \text{ (à la sortie)}$$

En remplaçant ces relations dans l'équation (7), on obtient:

$$W_{12} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - u_1v_1 \cos \alpha_1 + u_2v_2 \cos \alpha_2$$

$$W_{12} = u_2v_2 \cos \alpha_2 - u_1v_1 \cos \alpha_1$$

$$W_{12} = u_{2v}v_2 - u_{1v}v_1$$

Equation de l'Euler pour les machines radiales.

5.4.Ecoulement d'un fluide compressible dans les machines axiales

Pour les machines à fluide compressible, l'expression du travail donnée par :

$$W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad [J/kg]$$

Considérons un observateur tournant avec le rotor:

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

$$\text{D'où : } W_{12} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad [J/kg]$$

Pour les machines axiales : $v_1 = v_2 = v = \Omega r_{\text{moy}}$

D'après la relation de triangle des vitesses : $\vec{u} = \vec{v} + \vec{w}$

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

$$\vec{w} = \vec{u} - \vec{v} \Rightarrow w^2 = (\vec{u} - \vec{v})^2$$

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_1 \cos \alpha_1 \text{ (à l'entrée de la roue)}$$

$$\text{et } w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2v_2 \cos \alpha_2 \text{ (à la sortie)}$$

En remplaçant dans l'expression du travail, on obtient:

$$W_{12} = v(u_{2v} - u_{1v})$$

Equation d'Euler pour un fluide compressible et machine axiale

5.5.Écoulement d'un fluide compressible dans les machines radiales

$$\text{D'après la relation du travail : } W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad [J/kg]$$

$$W_{12} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

$$W_{12} = u_{2v}v_2 - u_{1v}v_1$$

Equation d'Euler pour un fluide compressible et une machine radiale.

6. Degré de réaction

$$R = \frac{\text{Quantité d'énergie échangé dans le rotor}}{\text{Quantité d'énergie échangé dans l'étage}}$$

⇒ Pour les machines à fluide incompressible:

$$R = \frac{\Delta P / \varphi}{W_{12}}$$

⇒ Pour une machine radiale:

$$R = \frac{(w_1^2 - w_2^2) + (v_2^2 - v_1^2)}{2W_{12}}$$

⇒ Pour les machines à fluide compressible:

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{h_2 - h_1}{\Delta h_{\text{étage}}}$$

Chapitre 1 : Définitions et théorie générale des turbomachines

Exemple:

⇒ Si $R=0$

$$0 = \frac{\Delta P / \varphi}{W_{12}} \Rightarrow \Delta P / \varphi = 0 \Rightarrow P_1 = P_2$$

La machines est dite à action (machine axiale)

⇒ **Si $R=1$**

$$1 = \frac{\Delta P / \varphi}{W_{12}} \Rightarrow \Delta P / \varphi = W_{12}$$

La machines est dite à réaction pure (pour une turbine la totalité de la détente ce produite dans le rotor)

⇒ **Si $0 < R < 1$**

La machine est dite à réaction

⇒ Si $R= 0.5$ dans ce cas la majorité de la détente est effectuée dans le rotor l'autre part dans le stator (cas des turbines).

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

1. Introduction

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et un rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe.

Une turbomachine dite génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide et, réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Toutes les machines de détente portent le nom de turbines, alors que celle de compression se subdivisent en pompes ; ventilateurs, compresseurs ou soufflantes selon la nature du fluide véhiculé et sa compressibilité.

2. Notions fondamentales

Nous appelons pompes, toutes les machines qui servent à élever les liquides ou les mélanges de liquides avec des corps solides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression.

2.1. Fondement de la classification des pompes

- **Pompes volumétriques**

Le principe de fonctionnement d'une pompe volumétrique consiste à déplacer une part déterminée de liquide de la région d'aspiration vers la région de refoulement au moyen d'un mouvement approprié.

- **Turbopompes**

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste à augmenter le moment cinétique ou la circulation du liquide au moyen d'une roue fixée sur un arbre tournant, mais d'une manière invariable avec le déplacement du rotor ; d'autre part elle n'est pas distribuée uniformément dans tout le liquide.

On peut résumer la classification de toutes les pompes de façon suivante :

- **Turbo pompe**

- ⇒ Centrifuge : simple étage, multi étages
- ⇒ Hélice
- ⇒ Hélico-centrifuge
- ⇒ Turbine

- **Pompes volumétriques**

- ⇒ Rotatives : à engrenage, à vis, à palettes, à cames et pistons.
- ⇒ Alternatives : à pistons, à membranes

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

2.2. Avantages et inconvénients des turbopompes

Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- leur rendement est souvent meilleur que celui des volumétriques
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquide
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- en cas de colmatage partiel ou d'obturation de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...

Du côté des inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- elles ne sont pas auto-amorçant

3. Pompes centrifuges

Le mouvement du liquide est parfaitement normal à l'axe, car il pénètre au centre de la roue et il est projeté vers l'extérieur par l'action combinée de la force centrifuge et des aubes du rotor. La volute du corps transforme la vitesse acquise par le liquide en pression, c'est le type le plus courant des pompes à cause de sa versatilité et des innombrables variations possibles qui portent sur :

- Le mode de conversion de la vitesse en pression.
- Volute : spirale, concentrique, etc.
- Diffuseur à aubes.
- Changement de section de la tubulure de refoulement.

3.1. Type de la roue

- Ouvert, semi-ouvert, fermé.
- Roue simple ou roue double.
- Le nombre d'étages.
- Le type de corps.
- Simple ou double.
- L'orientation de l'axe.
- Horizontal.
- Vertical.
- Incliné.

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

3.2. Description

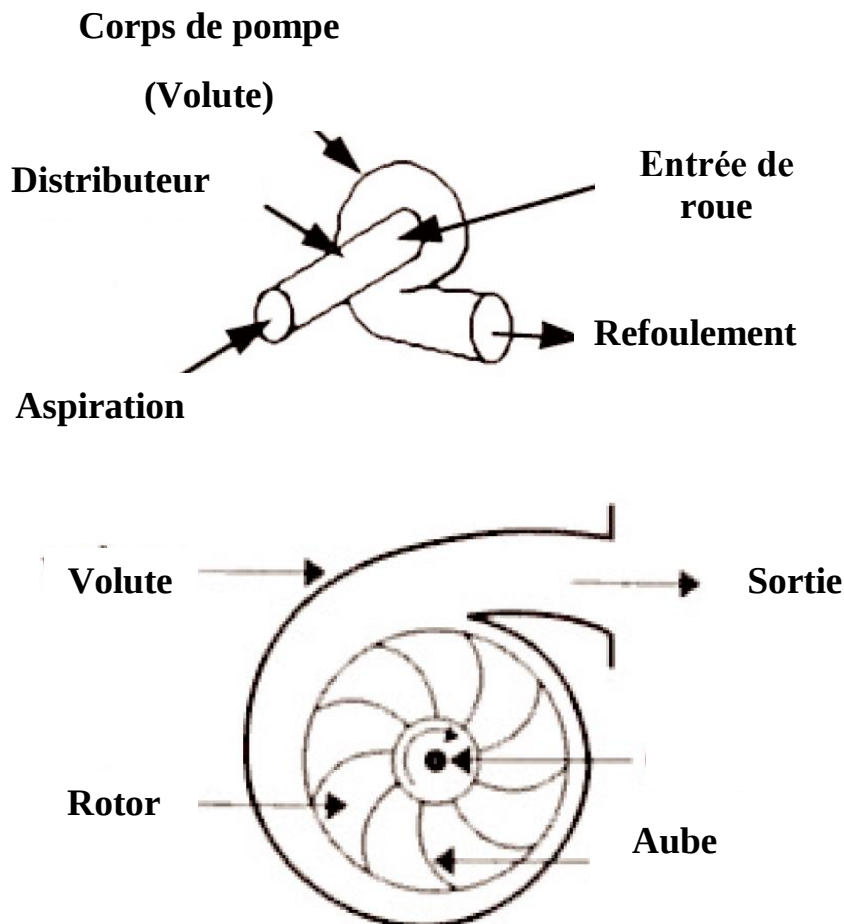


Figure 1 : Constitution d'une pompe-centrifuge

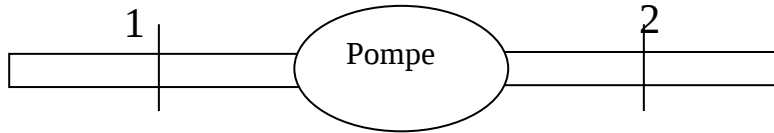
- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération**: la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.
- **Refoulement**: dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression (l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression).

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

3.3. Problème générale de l'installation d'une pompe

a. Hauteur utile (manométrique)

Soit une pompe qui fonctionne entre deux points 1 et 2 :



La relation du travail de la pompe est définie par :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{\Delta P'_{12}}{\rho}$$

En divisant cette relation par g , chacun de termes représente des [m] de hauteur de fluide, on obtient:

$$\frac{W_{12}}{g} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{\Delta P'_{12}}{\rho g}$$

$\frac{W_{12}}{g}$: représente le travail spécifique à l'unité de masse (travail spécifique interne)

Posant : $\frac{\Delta P'_{12}}{\rho g} = h'_{12}$ sont les pertes se produisant dans l'organe transformateur d'énergie (pompe)

Donc on peut écrire:

$$H_i = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \right) + h'_{12}$$

Où : $h'_{12} = h'_f + h'_h$,

On définit la hauteur théorique par:

$$H_{th} = H_i - h'_f, \text{ avec } h'_f \text{ sont les pertes par frottement}$$

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Et la hauteur manométrique (utile):

$$H_u = H_{th} - h'_h, \text{ avec } h'_h \text{ sont les pertes hydrauliques}$$

Donc :

$$H_u = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \right) \text{ [m]}$$

Le travail utile est donné par :

$$W_{12} = g \times H_u = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad [J / Kg]$$

Considérons maintenant l'installation suivante:

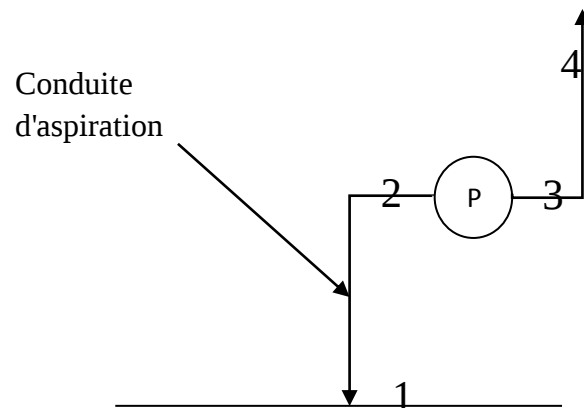


Figure 2: Installation d'une pompe centrifuge

L'ensemble de la pompe et des conduites d'aspiration et de refoulement est défini comme l'installation de la pompe.

Appliquons l'équation de Bernoulli

- Entre les points 1 et 2 (conduite) pas de travail $W_{12}=0$

$$W_{12} = 0 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + f_a$$

Avec f_a les pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

- Entre les points 2 et 3 (pompe)

$$W_{23} = \frac{P_3 - P_2}{\rho} + \frac{u_3^2 - u_2^2}{2} + g(z_3 - z_2) + \frac{\Delta P'_{23}}{\phi}$$

- Entre les points 3 et 4 (conduite) pas de travail $W_{34}=0$

$$W_{34} = 0 = \frac{P_4 - P_3}{\rho} + \frac{u_4^2 - u_3^2}{2} + g(z_4 - z_3) + f_r$$

Avec f_r les pertes de charge dans la conduite de refoulement.

- Entre les points 1 et 4 (la somme des trois équations)

$$W_{23} = \frac{P_4 - P_1}{\rho} + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2} + g(z_4 - z_1) + \frac{\Delta P'_{23}}{\phi} + f_a + f_r$$

Divisons cette relation par g :

$$\frac{W_{23}}{g} - \frac{\Delta P'_{23}}{\phi g} = \frac{P_4 - P_1}{\rho g} + \frac{u_4^2 - u_1^2}{2g} + (z_4 - z_1) + \frac{f_a + f_r}{g}$$

$$H_u = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{f_a + f_r}{g}$$

$(z_4 - z_1)$ est appelé hauteur géométrique

En fin, on peut écrire:

$$H_i = H_{th} + h'_h = H_u + h_f + h'_h$$

b. Puissance utile

$$Pe_u = q_m W_u = \rho q_v W_u = \rho g q_v H_u \text{ (Watt)}$$

q_v : le débit volumique

$$q_v = 2 \pi r_1 b_1 u_{1r} = 2 \pi r_2 b_2 u_{2r}$$

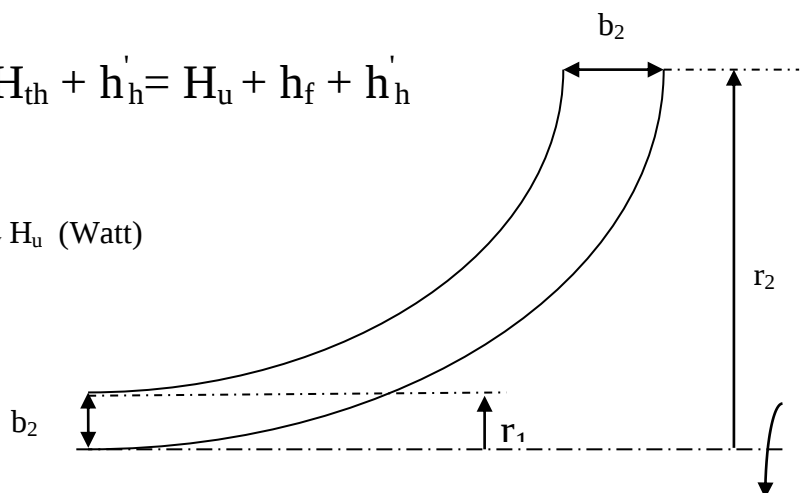


Figure 3: Les largeurs de la roue d'une pompe centrifuge

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

b_1 et b_2 sont les largeurs de la roue à l'entrée et la sortie de l'aubage.

c. Triangle des vitesses

D'après la relation d'Euler, le travail utile est exprimé par:

$$W_u = v_2 u_{2V} - v_1 u_{1V} \Rightarrow H_u = 1/g [v_2 u_{2V} - v_1 u_{1V}]$$

On peut augmenter H_u en diminuant u_{1V}

$$u_{1V} = 0 \text{ quand } \alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow u = u_{1r}$$

Dans ce cas on dit que la roue à une entrée radiale (direction de la vitesse absolue coïncide avec la direction du rayon)

$$\text{Et } H_{\max} = v_2 u_{2V} / g$$

d. Influence de la forme des aubes sur les performances de la pompe

Pour une pompe à une entrée radiale :

$$H_u = v_2 u_{2V} / g$$

Du triangle des vitesses à la sortie, on peut écrire

$$u_{2V} = v_2 - x$$

$$x = v_2 - u_{2V}$$

$$\cot g(180 - \beta_2) = \frac{v_2 - u_{2V}}{u_{2r}}$$

$$\Rightarrow u_{2V} = v_2 - u_{2r} \cot g(180 - \beta_2)$$

D'autre part on a : $q_v = 2 \pi r_2 b_2 u_{2r}$

$$u_{2r} = \frac{q_v}{2 \pi r_2 b_2}$$

$$\text{Donc: } u_{2V} = v_2 - \frac{q_v \cot g(180 - \beta_2)}{2 \pi r_2 b_2}$$

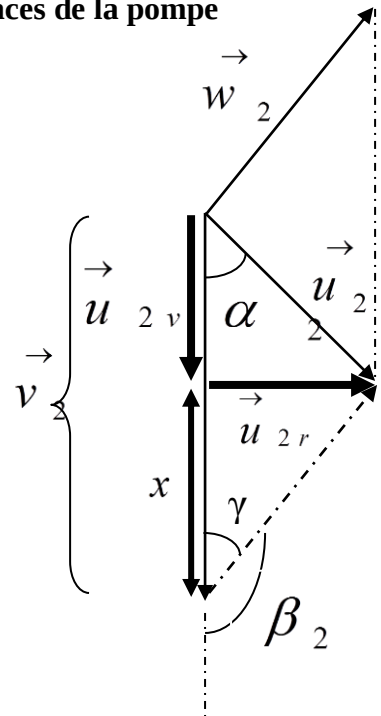


Figure 4: Triangle des vitesses à la sortie

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

La hauteur utile:

$$H_u = \frac{v_2^2}{g} - \frac{v_2 q_v \cot g (180 - \beta_2)}{2\pi r_2 b_2 g}$$

On peut constater que la hauteur utile varie linéairement avec le débit volumique:

- Si $\beta_2 < 90^\circ \Rightarrow \cot g (180 - \beta_2) < 0 \Rightarrow H_u$ ↗
- Si $\beta_2 > 90^\circ \Rightarrow \cot g (180 - \beta_2) > 0 \Rightarrow H_u$ ↘
- Si $\beta_2 = 90^\circ \Rightarrow \cot g (180 - \beta_2) = 0 \Rightarrow H_u = v_2^2/g$

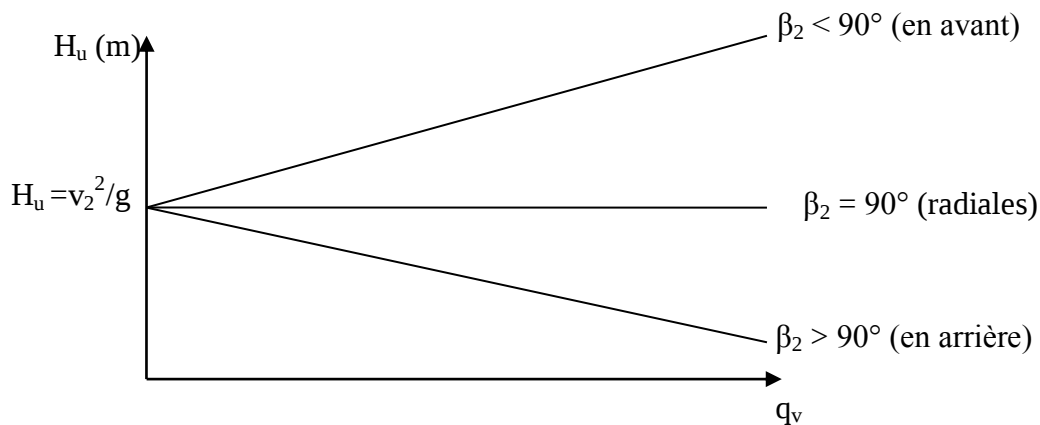
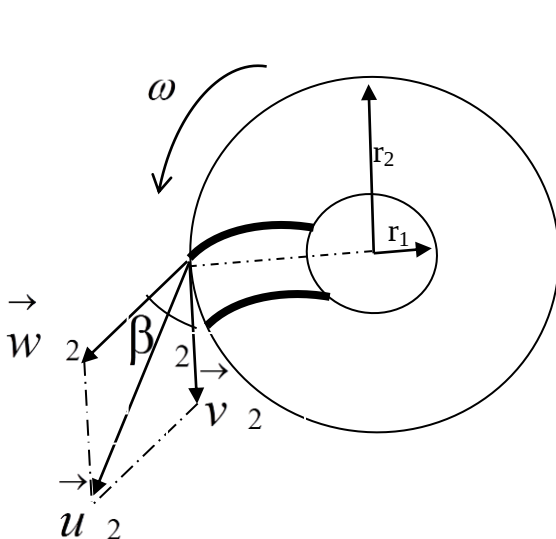
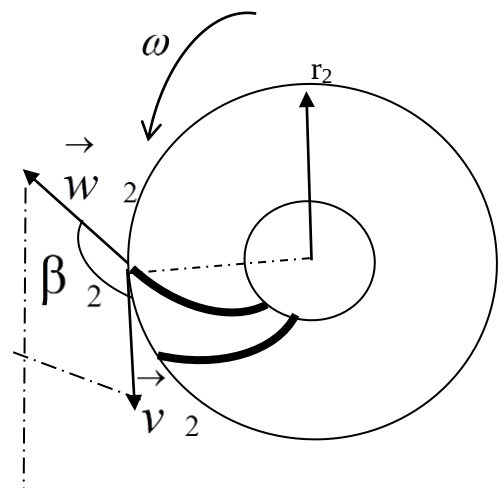


Figure 5: La hauteur utile en fonction de l'angle d'inclinaison des aubes

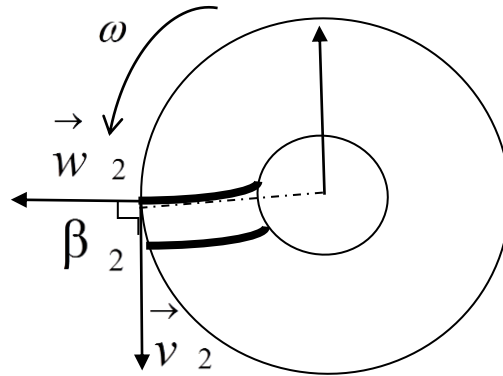


Aubes courbées en avant $\beta_2 < 90^\circ$
Dr. S.DJIMLI



Aubes courbées en arrière $\beta_2 > 90^\circ$
28

Chapitre 2 : Pompes centrifuges



Aubes courbées en avant $\beta_2 = 90^\circ$

Figure 6 : Les différents types des aubes de la roue d'une pompe centrifuge

Les pompes à aubes courbées en avant ayant un travail instable à cause des fortes turbulences qui peuvent causer la vibration de la pompe. Les pompes les plus utilisées sont les pompes à aubes inclinées en arrière.

4. Rendements d'une pompe centrifuge

Le transfert d'énergie dans le cas réel s'accompagne de pertes d'énergie qui dépend de la construction de la pompe, ces pertes sont :

4.1. Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique caractérise la perte de charge créée dans l'impulseur et qui s'exprime par l'expression suivante :

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_{th}} = \frac{H_u}{H_u + h'_h}$$

$$h'_h = Kq_v^2$$

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges varie entre 0.7 à 0.9.

4.2. Rendement volumétrique

Les rendements volumétriques sont dus à l'existence des fuites à l'extérieur de la pompe à travers les jeux entre le rotor et le corps de la pompe. La formule pour calculer le rendement

volumétrique : $\eta_v = \frac{q_v}{q_i} = \frac{q_v}{q_v + q_f}$

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

q_i : est le débit aspiré (débit à l'entrée)

q_f : est le débit de fuites volumétriques

Le rendement volumétrique des pompes centrifuges varie entre 0.9 à 0.98.

4.3. Rendement mécanique

Les pertes mécaniques sont des pertes d'énergie dues au frottement mécanique dans les garnitures mécaniques, paliers . On les calcule de la manière suivante :

$$\eta_m = \frac{P_r}{P_a} = \frac{P_a - \Delta P}{P_a}$$

P_a : Puissance absorbée par l'arbre de la pompe

P_r : Puissance reçue par le rotor

ΔP : Puissance mécanique perdue

4.4. Rendement global

Il caractérise le rendement total de la pompe, il est calculé par la formule suivante :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} = \frac{P_u}{P_r} \frac{P_r}{P_a} = \frac{\varphi g q_v H_u}{\varphi g q_i H_{th}} \times \frac{P_r}{P_a}$$

$$\eta_g = \frac{q_v}{q_i} \frac{H_u}{H_{th}} \times \frac{P_r}{P_a} = \eta_v \eta_h \eta_m$$

5. Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge

5.1. Hauteur - Débit

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- ✓ de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- ✓ de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

"Hauteur d'élévation" $H(Q)$ de la pompe. Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

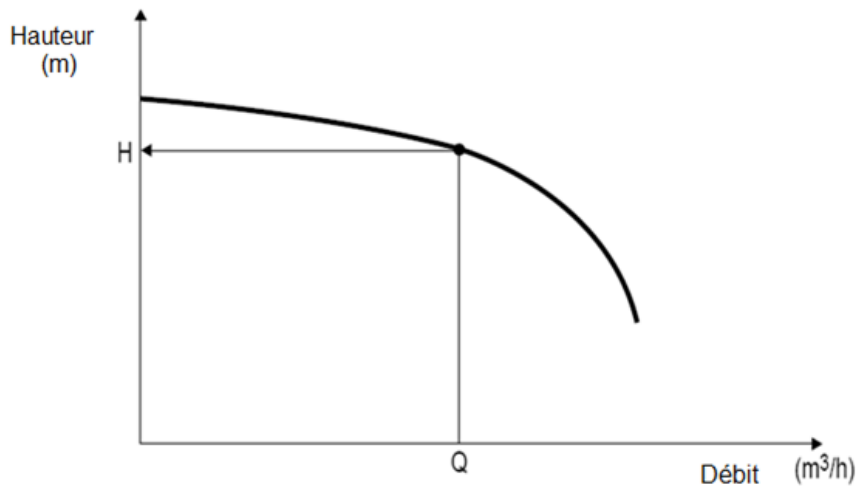


Figure 7 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit

5.2. Rendement, Puissance - Débit

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

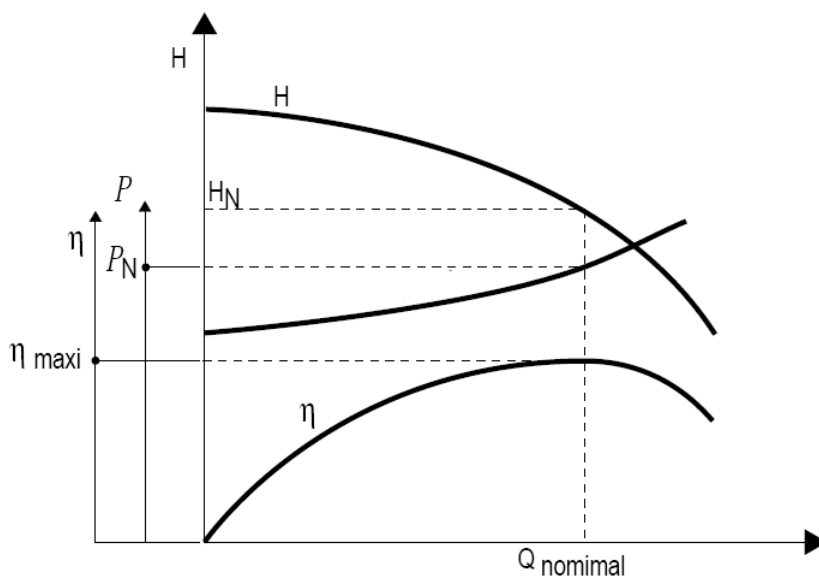


Figure 8 : Courbes caractéristique, rendement et puissance en fonction de débit

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

6. Les pertes de charges de l'installation (conduite aspiration et refoulement)

a. Pertes de charges linéaires

Elles sont données par la relation suivante:

$$\Delta P_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

f: coefficient de frottement dans la conduite

L : la longueur de conduite (m)

D: Diamètre de la conduite (m)

V: vitesse d'écoulement dans la conduite (m/s)

b. Pertes de charges singulières (coude, filtre .etc.)

Elles sont données par la relation suivante:

$$\Delta P_s = K \times \frac{V^2}{2g} \quad [m]$$

K: coefficient de pertes de charge

7. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement d'une pompe indique le débit qu'elle est capable de fournir pour une hauteur donnée. La hauteur est égale aux pertes de charge du circuit (réseau) sur lequel elle est installée.

- La courbe caractéristique de la pompe représente ses possibilités de fonctionnement. Elle est fournie par le fabricant.
- La courbe caractéristique du réseau représente l'évolution de ses pertes de charge en fonction du débit.

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau, il suffit de connaître ses pertes de charge pour un débit quelconque. On sera en effet capable de calculer les pertes de charge du circuit pour n'importe quel autre débit. On pourra donc calculer point par point la courbe (évolution des pertes de charge du circuit en fonction du débit).

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Le point de fonctionnement de la pompe est à l'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe et de celle du réseau.

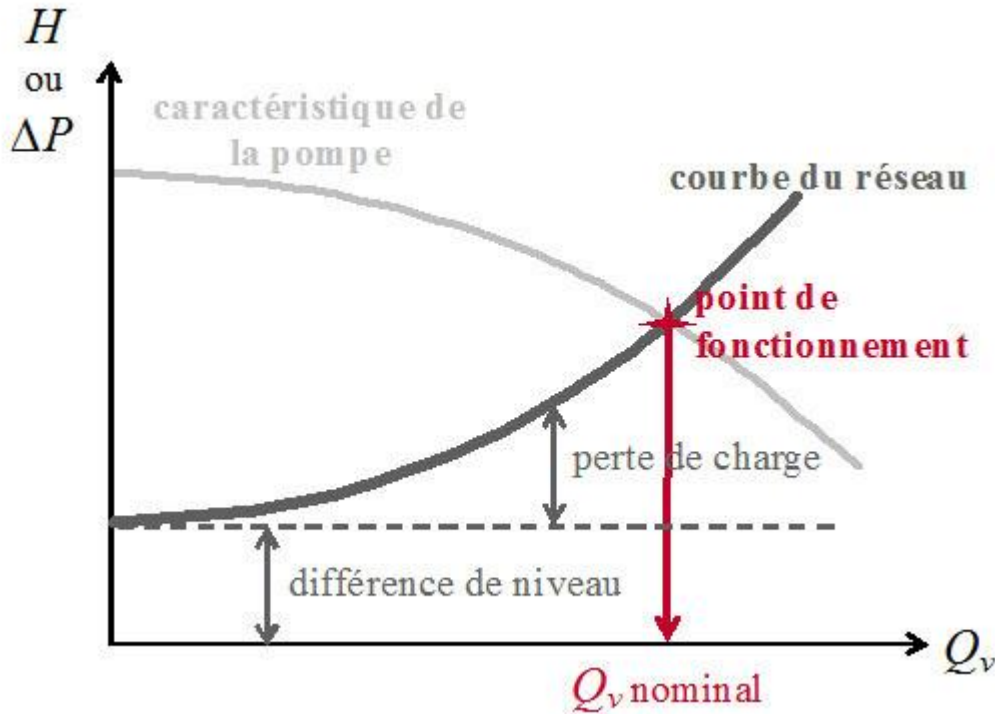


Figure 9 : Point de fonctionnement

8. Couplage des pompes

a. Couplage en série

On considère deux pompes P1 et P2. Le couplage en série est obtenu en branchant la conduite d'aspiration de P2 sur la conduite de refoulement de la pompe P1. Pour le même débit, la pompe P1 fournit la charge H_1 et la pompe P2 fournit la charge H_2 . Il en résulte que la caractéristique globale de ce couplage s'obtient en sommant pour un débit donné, les hauteurs fournies par chacune des deux pompes. Ce mode de couplage permet un gain important en hauteur (pompes multicellulaire).

b. Couplage en parallèle

Les deux pompes aspirent isolement de l'eau, les deux Conduites de refoulement aboutissent sur une conduite de refoulement commune. Si on néglige les pertes de charge entre les sorties des pompes et le point de jonction A, les débits Q_1 et Q_2 s'établissent de telle sorte qu'on ait l'égalité des charges au point de branchement. Donc le caractéristique globe du couplage s'obtient en sommant pour une charge H_a donnée

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

($H_1=H_2=H_a$). Ce mode de couplage est le même que pour une pompe à doubles entrée d'aspiration.

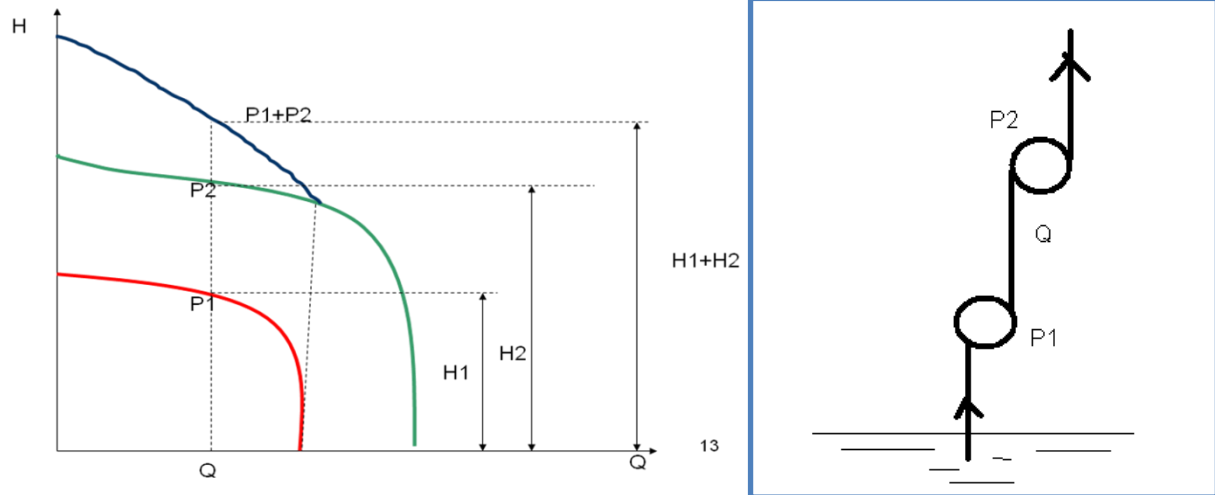


Figure 9 : Couplage en série des pompes

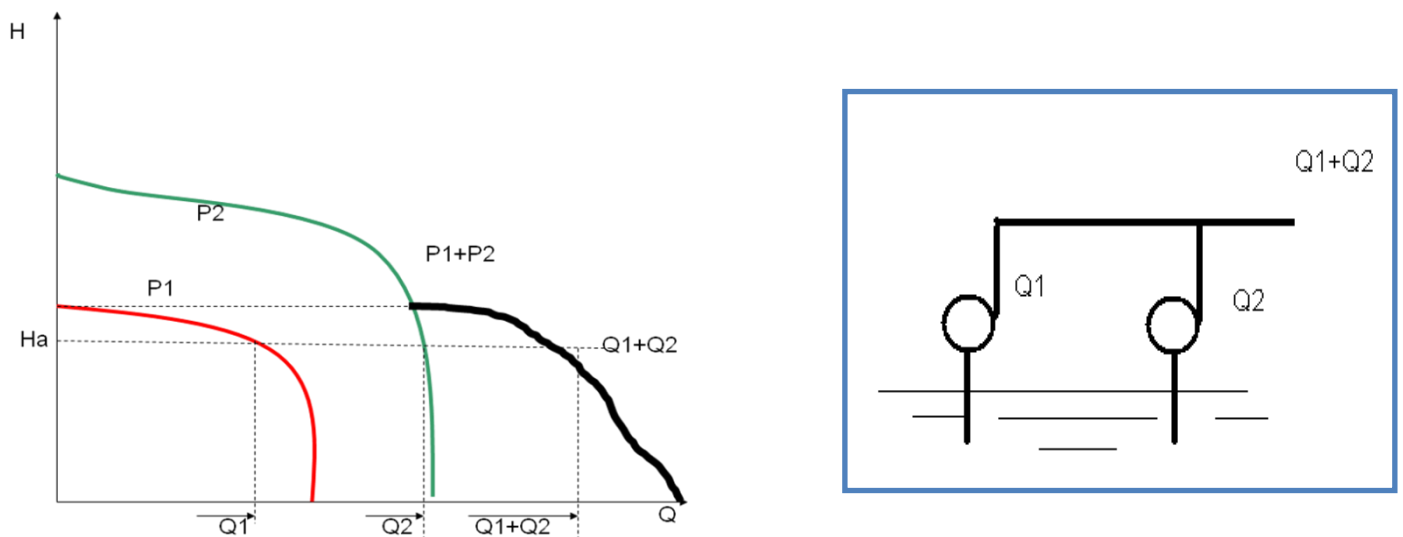


Figure 9 : Couplage en parallèle des pompes

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

9. Cavitation

On appelle cavitation d'une pompe centrifuge la vaporisation, à l'entrée de la roue, d'une partie du liquide pompé. C'est en effet en ce point que la pression est en général la plus basse. On considère en général que cette vaporisation est liée au fait que la pression statique tombe en dessous de la pression de vapeur saturante du fluide pompé. En réalité, il s'agit parfois de la création de bulles de gaz dissous dans le liquide (cas de l'eau notamment), on parle alors de cavitation apparente. Les effets de la cavitation peuvent être très néfastes pour la pompe:

- la création de bulle de vapeur à l'aspiration s'accompagnant de leur condensation brutale dans ou en sortie de roue, lorsque la pression remonte,
- implosion des bulles de vapeur au niveau de la roue,
- vibrations anormales,
- bruit anormal,
- destruction des garnitures d'étanchéité suite aux vibrations,
- arrachement de matière dans les zones d'implosion,
- chute du débit pompé lorsqu'apparaît le phénomène de cavitation.

La cavitation peut être prévue par le calcul du $NPSH_{disponible}$ (pour " Net Positive Suction Head" en anglais) disponible à l'aspiration de la pompe, et sa comparaison avec le $NPSH_{requis}$ par la pompe. La cavitation apparaît pour

$$NPSH_{dispo} = NPSH_{requis}$$

Le $NPSH$ disponible pour un circuit et un débit donné correspond à la marge de pression au-dessus de la pression de vapeur saturante du fluide.

$$NPSH_{disponible} = \text{la différence } (P_{t2} - P_{vs})$$

Le $NPSH$ requis est une donnée de constructeur. Il est généralement donné sous forme de courbe en fonction du débit. Ses valeurs sont de quelques mètres de colonne de liquide (par ex 4 mCL). Certaines pompe ont un très faible $NPSH$ requis, ce afin de pouvoir limiter le risque de cavitation dans certain montages en aspiration (pompage de puits notamment). Classement des paramètres ayant une influence sur le $NPSH$ disponible et la cavitation

Chapitre 2 : Pompes centrifuges

Augmentation du risque de cavitation	Réduction du risque de cavitation
augmentation température d'aspiration (pression de vapeur saturante plus élevée)	baisse température d'aspiration
baisse pression d'aspiration	augmentation pression d'aspiration
pertes de charge à l'aspiration élevée (filtre encrassé, vanne partiellement fermée)	/
baisse du niveau du fluide pompé si montage en aspiration (puits, rivière,...)	augmentation du niveau du fluide pompé
augmentation du débit (augmentation des pertes de charge à l'aspiration)	réduction du débit

La pompe ne fonctionnera pas courtement que si la pression totale à l'entrée P_{t2} est supérieur à la somme $P_{vs} + NPSH_{requis}$.

$$P_{vs} + NPSH_{requis} \leq P_{t2} \Rightarrow NPSH_{requis} \leq P_{t2} - P_{vs}$$

La condition de bon fonctionnement à l'aspiration s'écrit donc :

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requis}$$

Exemple:

En appliquant l'équation de Bernoulli à l'écoulement dans la conduite d'aspiration:

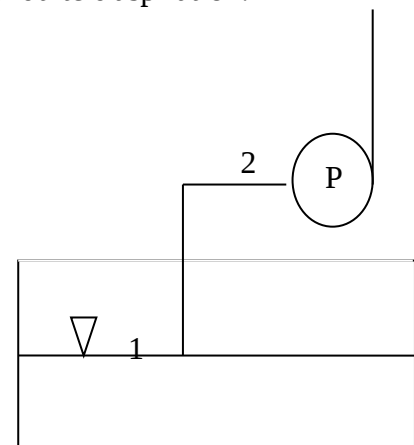
$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + \frac{J_a}{g}$$

$$P_2 + \rho \frac{u_2^2}{2} = P_1 + \rho g (z_1 - z_2) - \rho J_a$$

$$P_{t2} = P_{statique} + P_{dynamique}$$

$$\text{Donc } NPSH_{disp} = P_{t2} - P_{vs} = P_1 + \rho g (z_1 - z_2) - \rho J_a - P_{vs}$$

$$NPSH_{disp} = P_{atm} - P_{vs} - \rho g (z_2 - z_1) - \rho J_a \leq NPSH_{requis}$$



Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

1. Introduction

L'analyse dimensionnelle est une technique mathématique utilisée dans les travaux de recherche pour la conception et les tests de modèles. Elle traite les dimensions des paramètres physiques impliqués dans le phénomène. Une dimension est mesurée par une variable physique et exprimée de manière quantitative. Par exemple, Longueur est une dimension associée à des variables telles que la distance, le déplacement, la largeur et la hauteur. L'analyse dimensionnelle est une méthode permettant de réduire le nombre de variables impliquées dans la description des caractéristiques de performance d'une turbomachine à un certain nombre de groupes sans dimensions gérables.

Par exemple, si une caractéristique dépend de " v " variables dimensionnelles, l'analyse adimensionnelle ramènera le problème à des variables adimensionnelles " v ".

2. Dimensions fondamentales (primaires)

Les trois dimensions de base ou primaire ou fondamentale sont longueur (L), temps (t) et masse (m). Dans les fluides compressibles, la température (T) est également considérée comme une dimension fondamentale.

3. Dimensions secondaires

Les dimensions qui ont plus d'une dimension fondamentale sont appelées dimensions secondaires. Par exemple, la vitesse est indiquée par deux dimensions de base, à savoir distance par unité de temps (L / t). La masse volumique est indiquée par la masse par du volume (M / L^3) et l'accélération par la distance par seconde carré (L / t^2). Les expressions (L / t), (M / L^3) et (L / t^2) on les appelle dimensions secondaires .

4. Théorème de Buckingham (Théorème π)

Selon le théorème de Buckingham (ou théorème π), dans un problème comprenant " n " grandeurs physiques où il y a " m " dimensions fondamentales, on peut réécrire ces grandeurs physiques en $(n-m)$ paramètres adimensionnels indépendants.

$$i = n - m$$

i: Nombre de groupes adimensionnels nécessaires

n: Nombre de grandeurs physiques

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

m: Nombre de dimensions fondamentales

Soient $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ les différentes grandeurs physiques: comme la vitesse, la pression, la viscosité, etc.

Entre toutes ces quantités, il y a une relation de la forme:

$$f(A_1, A_2, \dots, A_n) = 0$$

Si $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots$, représentent les quantités adimensionnelles parmi les quantités physiques $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$, on peut alors écrire une équation de la forme:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0$$
$$\text{ou } \pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0$$

- **Les étapes de l'analyse dimensionnelle**

Pour effectuer une analyse dimensionnelle, on doit considérer les neuf étapes suivantes:

1. Dresser la liste de toutes les quantités physiques A_i et leur dimension correspondante. Omettre toute quantité physique qui est une fonction directe d'une ou d'autres quantités physiques.

Exemple: Si on a un écoulement dans un cylindre et qu'on a les paramètres Q, D et $\langle V \rangle$, on doit omettre le débit volumique, Q , ou la vitesse moyenne, $\langle V \rangle$, car $Q = \pi \langle V \rangle D^2/4$

2. Écrire la fonction

$$f(A_1, A_2, \dots, A_n) = 0$$

3. Choisir les variables répétitives. Ces variables doivent contenir toutes les m dimensions du problème. Souvent, on retient une variable parce qu'elle détermine l'échelle, une autre, parce qu'elle détermine les conditions cinématiques; il faut une variable liée avec la masse ou les forces du système.

Exemple: on peut retenir D, V et ρ comme variables fondamentales.

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

4. Écrire les paramètres p en fonction des exposants inconnus:

$$\pi_1 = V^{x_1} D^{y_1} \rho^{z_1} \mu = (L t^{-1})^{x_1} L^{y_1} (M L^{-3})^{z_1} (M L^{-1} t^{-1}) = M^0 L^0 t^0$$

S'assurer que toutes les quantités A_i sont incluses dans les groupes π_i

5. Écrire les équations des paramètres p pour les exposants; on doit obtenir une somme algébrique nulle pour chaque dimension.
6. Résoudre les équations simultanément.
7. Remplacer les exposants trouvés ($x_1, y_1, z_1, \dots$) dans les expressions de π (étape 4) pour obtenir les paramètres p sans dimension.
8. Déterminer la fonction:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0$$

Ou résoudre une valeur explicite de:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0$$

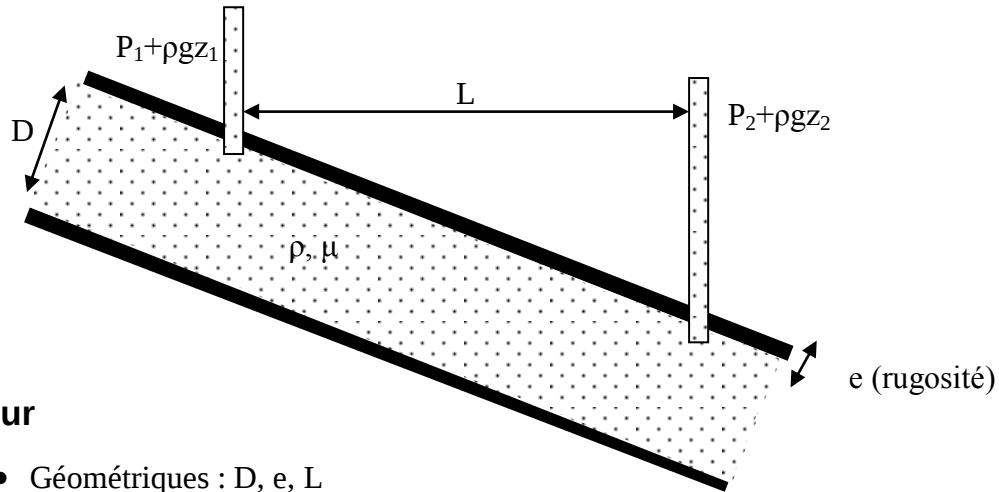
S'assurer que tous les paramètres π_i sont indépendants les uns des autres.

9. Mettre les résultats sous la forme de nombres sans dimension connus (Re, Fr, Eu, etc.).

5. Exemple: Écoulement dans une conduite cylindrique rugueuse

En utilisant le théorème π , on vous demande de proposer une forme pour présenter les résultats expérimentaux en fonction de paramètres adimensionnels.

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines



Grandeur

- Géométriques : D, e, L
- Physiques : ρ, μ
- Cinématiques et dynamiques: $V, \Delta p$

L'expérience montre que pour l'écoulement dans une conduite:

$$\Delta P/L = f(D, Q \text{ ou } V, \mu, \rho, e)$$

où:

$\Delta P/L$: Perte de charge par unité de longueur

D : Diamètre de la conduite

V : Vitesse moyenne (ou Q : Débit volumique)

ρ et μ : Masse volumique et viscosité dynamique.

e : Rugosité moyenne de la conduite

- **Inventaire des variables:**

Variable	Symbole	Dimensions(MLt)
Perte de charge	$\Delta P/L$	$ML^{-1}t^{-2}$
Vitesse	V	Lt^{-1}
Diamètre	D	L
Longueur	L	L
Rugosité	e	L
Viscosité	μ	$ML^{-1}t^{-1}$
Masse volumique	ρ	ML^{-3}

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

On a 7 quantités avec trois dimensions (MLt). On trouve donc $(7 - 3 = 4)$ paramètres π , soient: Π_1, Π_2, Π_3 et Π_4

Si on prend $\langle V \rangle$, D et ρ comme variables qui se répètent (car les trois contiennent les dimensions fondamentales M.L.t).

Les nombres Π qu'on peut former sont les suivants:

$$\pi_1 = V^{x_1} D^{y_1} \varphi^{z_1} \Delta P = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_2 = V^{x_2} D^{y_2} \varphi^{z_2} L = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_3 = V^{x_3} D^{y_3} \varphi^{z_3} e = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_4 = V^{x_4} D^{y_4} \varphi^{z_4} \mu = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_1 = (Lt^{-1})^{x_1} L^{y_1} (Lt^{-3})^{z_1} (ML^{-1}t^{-2}) = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_2 = (Lt^{-1})^{x_2} L^{y_2} (Lt^{-3})^{z_2} (L) = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_3 = (Lt^{-1})^{x_3} L^{y_3} (Lt^{-3})^{z_3} (L) = M^0 L^0 t^0$$

$$\pi_4 = (Lt^{-1})^{x_4} L^{y_4} (Lt^{-3})^{z_4} (ML^{-1}t^{-1}) = M^0 L^0 t^0$$

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

$$\pi_1 = M^{(z_1+1)} L^{(x_1+y_1-3z_1-1)} t^{(-x_1-2)} = M^0 L^0 t^0$$

$$\begin{cases} z_1 + 1 = 0 \\ x_1 + y_1 - 3z_1 - 1 = 0 \\ -x_1 - 2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} z_1 = -1 \\ y_1 = 0 \\ x_1 = -2 \end{cases} \Rightarrow \pi_1 = \frac{\Delta P}{\rho V^2}$$

$$\pi_2 = M^{z_2} L^{(x_2+y_2-3z_2+1)} t^{-x_2} = M^0 L^0 t^0$$

$$\begin{cases} z_2 = 0 \\ x_2 + y_2 - 3z_2 + 1 = 0 \\ -x_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} z_2 = 0 \\ y_2 = -1 \\ x_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \pi_2 = \frac{L}{D}$$

$$\pi_3 = M^{z_3} L^{(x_3+y_3-3z_3+1)} t^{-x_3} = M^0 L^0 t^0$$

$$\begin{cases} z_3 = 0 \\ x_3 + y_3 - 3z_3 + 1 = 0 \\ -x_3 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} z_3 = 0 \\ y_3 = -1 \\ x_3 = 0 \end{cases} \Rightarrow \pi_3 = \frac{e}{D}$$

$$\pi_4 = M^{(z_4+1)} L^{(x_4+y_4-3z_4-1)} t^{(-x_4-1)} = M^0 L^0 t^0$$

$$\begin{cases} z_4 + 1 = 0 \\ x_4 + y_4 - 3z_4 - 1 = 0 \\ -x_4 - 1 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} z_4 = -1 \\ y_4 = -1 \\ x_4 = -1 \end{cases} \Rightarrow \pi_4 = \frac{\mu}{\phi V D} = \frac{1}{Re}$$

Relation finale :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m})$$

$$\frac{\Delta P}{L} = f\left(\frac{L}{D}, \frac{e}{D}, \frac{1}{Re}\right)$$

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

6. Loi de Similitude des TM

6.1.Définition

Deux machines M et M' ont un fonctionnement semblable, si elles sont géométriquement semblables (les grandeurs de même nature physique qui caractérise les mouvements des particules du fluide (vitesse, force,...) ont le même rapport en 2 points homologue de chaque une des machines.

Remarque:

Les machines sont semblable entre elles si le rapport géométrique $L/L' = L^*$

6.2.Grandeur dimensionnelles

Les grandeurs dimensionnelles de turbomachines sont définies dans le tableau suivant

Variable	Symbole	Dimension
Masse volumique	ρ	$M.L^{-3}$
Débit volumique	q_v	$L^3.t^{-1}$
Vitesse	N	t^{-1}
Viscosité	μ	$M.L^{-1}.t^{-1}$
Diamètre	D	L
Travail	$W = g H$	$L^2.t^{-2}$

La hauteur de charge (travail) H est en fonction de ρ , Q_v , N , μ et D , nous avons alors $n=6$ et $m=3$. Sectionnant ρ , N et D comme grandeurs répétitives, les grandeurs adimensionnelles peuvent être exprimées par:

➤ 1er groupe adimensionnel:

$$\pi_1 = \varphi^a D^b N^c q_v = M^a L^{-3a} L^b t^{-c} = L^{-3} t^1$$

$$M^a L^{-3a+b} t^{-c} = L^{-3} t^1$$

$$a = 0, -3a + b = -3 \Rightarrow b = -3 \text{ et } c = -1$$

$$\pi_1 = \varphi^0 D^{-3} N^{-1} q_v \Rightarrow \pi_1 = \frac{q_v}{ND^3}$$

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

➤ **2eme groupe adimensionnel :**

$$\pi_2 = \varphi^d D^e N^f \mu$$

$$M^{d+1} L^{-3d+e+1} t^{-f-1} = M.L^{-1}t^{-1}$$

$$d = -1, \Rightarrow e = -2 \text{ et } f = -1$$

$$\pi_2 = \varphi^{-1} D^{-2} N^{-1} \mu \Rightarrow \pi_2 = \frac{\mu}{\varphi.N.D^2}$$

➤ **3eme groupe adimensionnel :**

$$\pi_3 = \varphi^g D^h N^i W$$

$$\pi_3 = \varphi^0 D^{-2} N^{-2} W \Rightarrow \pi_2 = \frac{gH}{N^2.D^2}$$

Remarque:

$$\pi_2 = \frac{\mu 60 \pi}{\varphi . \pi . N . 60 . D^2} = \frac{\mu . \pi}{\varphi . V . 60 . D}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\varphi . V . D} . \frac{\pi}{60} \approx \frac{1}{\text{Re}}$$

Avec D est le diamètre de sortie pour une pompe et diamètre d'entrée pour une turbine.

Ces grandeurs adimensionnelles sont utilisées pour caractériser les performances de famille de pompe.

7. Coefficient de Râteau

On définit les coefficients de Râteau exprimé en tout point de la roue comme suit:

- Coeff. de débit: $\delta = \frac{q_v}{ND^3}$

- Coeff de hauteur manométrique : $\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2}$

- Coeff. de Puissance: $\tau = \frac{P}{\varphi N^3 D^5}$

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

8. Fonctionnement semblable

Deux pompes sont dites en fonctionnement semblable, si elles sont même semblables. Ces pompes auront les mêmes coefficients de Râteau calculé en deux points correspondant pour deux écoulements semblables A et B on peut écrire:

$$\delta = \frac{q_{v_A}}{N_A D_A^3} = \frac{q_{v_B}}{N_B D_B^3} \Rightarrow q_{v_B} = q_{v_A} \frac{N_B}{N_A} \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^3$$

De même pour la hauteur manométrique et la puissance:

$$\Psi = \frac{gH_A}{N_A^2 D_A^2} = \frac{gH_B}{N_B^2 D_B^2} \Rightarrow H_B = H_A \left(\frac{N_B}{N_A} \right)^2 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^2$$

Pour la Puissance:

$$\tau = \frac{P_A}{\varphi_A N_A^3 D_A^5} = \frac{P_B}{\varphi_B N_B^3 D_B^5} \Rightarrow P_B = P_A \frac{\varphi_B}{\varphi_A} \left(\frac{N_B}{N_A} \right)^3 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^5$$

et le rendement : $\eta_A = \eta_B$

Dans le cas d'une pompe à des différents régimes, ceci fournit une écriture simple:

- Le débit varie proportionnellement à la vitesse de rotation
- La Hauteur manométrique varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation
- La puissance varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation

9. Autres grandeurs caractéristiques

La constitution des groupes adimensionnels dépend des variables quand introduit dans l'étude de fonctionnement.

- ✓ au lieu du diamètre D, on introduire R
- ✓ au lieu de N, on introduire ω
- ✓ au lieu du W, on introduire H

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

Les coefficients de Râteau seront:

$$\delta = \frac{q_v}{\omega R^3}, \quad \Psi = \frac{gH}{\omega^2 R^2}, \quad \tau = \frac{P}{\phi \omega^3 R^5}$$

A partir de ces coefficients on peut écrire:

$$\delta = \frac{q_v}{\omega R^3} \Rightarrow R^3 = \frac{q_v}{\delta \omega} \dots\dots 1$$

$$\text{et } \Psi = \frac{gH}{\omega^2 R^2} \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{gH}{\Psi R^2}} \dots\dots 2$$

En remplaçant 2 dans 1:

$$R^3 = \frac{q_v}{\delta} \sqrt{\frac{\Psi R^2}{gH}} \Rightarrow R^2 = \frac{q_v}{\delta} \sqrt{\frac{\Psi}{gH}} \dots\dots 3$$

En remplaçant 3 dans 2:

$$\omega = \frac{(gH)^{\frac{3}{4}}}{q_v^{\frac{1}{2}}} \cdot \frac{\delta^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}}$$

On définit alors la vitesse angulaire spécifique

$$\omega_s = \frac{\delta^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}} = \omega \frac{q_v^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$

et par extension, la vitesse de rotation spécifique

$$\omega = \frac{2\pi}{60} . N \Rightarrow N_s = \frac{30}{\pi} \frac{g^{\frac{3}{4}} . \delta^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}} = N \frac{q_v^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

- pour une pompe :

$$N_s = \frac{30}{\pi} \frac{g^{\frac{3}{4}} . \delta^{\frac{1}{2}}}{\Psi^{\frac{3}{4}}} = N \frac{q_v^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Chapitre 3: Loi de similitude Turbomachines

- Pour une turbine :

$$N_s = \tau^{\frac{1}{2}} \cdot \Psi^{\frac{3}{4}} = N \frac{p^{\frac{1}{2}}}{\phi^{\frac{1}{2}} (gH)^{\frac{5}{4}}}$$

Ainsi que pour le diamètre spécifique

$$N_s = \frac{2 \cdot \Psi^{\frac{1}{4}}}{g^{\frac{1}{4}} \cdot \delta^{\frac{1}{2}}} = D \frac{q_v^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{1}{4}}}$$

Physiquement ces termes donnent une même famille de pompe les dimensions et les vitesses de rotation qui conduisent à des hauteurs et des débits unitaires (pour une pompe la vitesse de rotation spécifique fournie $gH=1$ J/Kg et $q_v=1$ m³/s)

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

1. Introduction

Les turbines hydrauliques sont des turbomachines qui utilisent l'eau comme fluide pour produire de l'énergie. Le niveau de l'eau doit être très élevé et en grande quantité. La puissance disponible dans l'eau est proportionnelle au produit du débit et de la hauteur. Le débit dépend des précipitations dans la région, de l'étendue du bassin versant et de la possibilité de stocker de l'eau (naturelle ou accumulée). La hauteur est une caractéristique de la topographie du site. La figure 1 présente un schéma de principe d'un projet hydroélectrique typique.

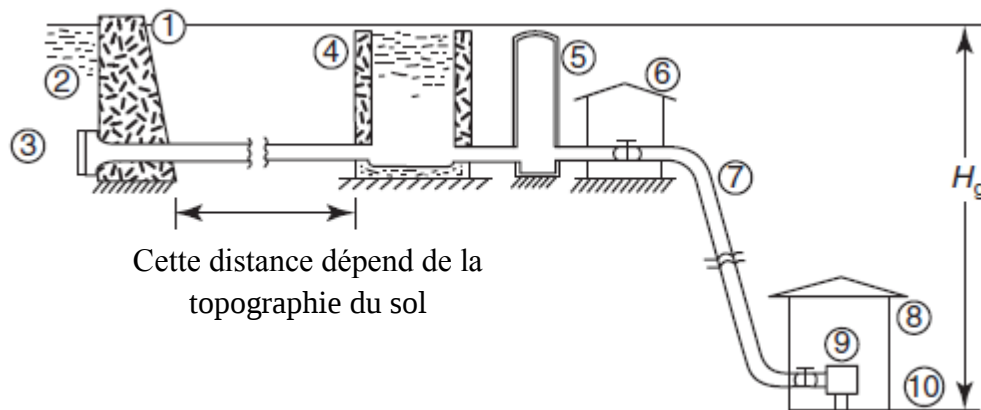


Fig.1 : Schéma d'un projet hydroélectrique typique [1]

Le type de la turbine à utiliser pour le projet dépend de la hauteur et le débit disponibles long de l'année sur le site du projet.

2. Classification des turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques sont classées en fonction de plusieurs critères. Le tableau 1 présente quelques détails de classification importants.

Il existe essentiellement trois types des turbines: Pelton, Francis et Kaplan :

- **La turbine Pelton** est une turbine à action, à écoulement tangentiel, destinée aux applications à haute pression.
- **La turbine Francis** est une turbine à réaction, à écoulement radial ou mixte, destinée aux applications à moyenne pression.
- **La turbine Kaplan** est une turbine à réaction à écoulement axial, destinée aux applications à basse pression.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Critères	Types	Exemples
Action de l'eau sur les pales du rotor	1. Turbines à action	Turbine Pelton
	2. Turbines de réaction	Turbine Kaplan
Direction de l'écoulement de l'eau à travers le rotor	1. Ecoulement radial	Turbine Francis lente
	2. Ecoulement Mixed	Turbine Francis moyenne
	3. Ecoulement Axial	Turbine Kaplan
	4. Ecoulement Tangentiel	Turbine Pelton
Vitesse spécifique, N_s (tr/min)	$N_s: 05-35$	Turbine Pelton à jet unique
	$N_s: 30-70$	Turbine Pelton multi-jets
	$N_s: 60-120$	Turbine Francis lente
	$N_s: 120-180$	Turbine Francis moyenne
	$N_s: 180-300$	Turbine Francis rapide
	$N_s: 300-1000$	Turbine Kaplan
Hauteur de l'eau (mètre d'eau)	5-75 m	Turbine Kaplan
	50- 250 m	Turbine Francis
	150 m et plus	Turbine Pelton

Tableau 1 : Classification des turbines hydrauliques

3. Choix des turbines hydrauliques

Les projets énergétiques, dans lesquels des turbines hydrauliques doivent être installées, sont généralement des projets gigantesques, impliquant des investissements très élevés en raison de la grande variation des deux données de base, à savoir la hauteur et le débit, chaque projet nécessite une conception unique. Par conséquent, la sélection et la conception d'un type particulier de turbine doivent être entreprises avec une certaine discrétion, de manière à obtenir le rendement le plus élevé possible de la turbine.

Il existe deux approches pour choisir le type de turbine approprié pour un site de projet donné, avec une hauteur et un débit spécifiés:

1. Un critère est la hauteur (mètres d'eau) disponible. La Fig. 2 montre une échelle indiquant la hauteur et la turbine correspondante.

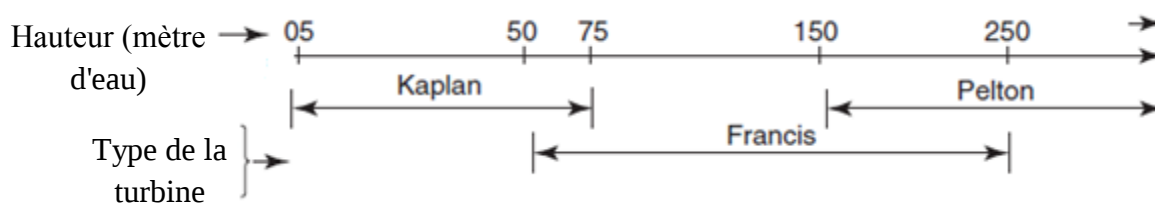


Fig. 2: Choix de la turbine en fonction de la hauteur [1]

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Nous constatons il existe certaines gammes de chevauchements, telles que de 50 à 75 m ou de 150 à 250 m. Dans ces plages, la turbine peut être sélectionnée selon le critère de la vitesse spécifique, mentionné dans le paragraphe suivant, inclure également l'effet des débits disponibles.

2. Un autre critère est la vitesse spécifique correspondant aux données du site. La Hauteur, H (m d'eau), et les débits Q (m^3/s) sont pris comme données. Un rendement global η de l'ordre de 0,85 ou 0,88 peut être assumé. Ensuite, la puissance P est donnée par

$$P = (W.Q.H.\eta / 1000) \text{ kW}$$

Maintenant, il faut sélectionner la vitesse de rotation de la turbine N qui doit être l'une des vitesses synchrones, car les turbines conduire les alternateurs. Avec cela, la vitesse spécifique peut être calculée par

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

La figure 3 indique une échelle de vitesses spécifiques et des turbines appropriées correspondantes.

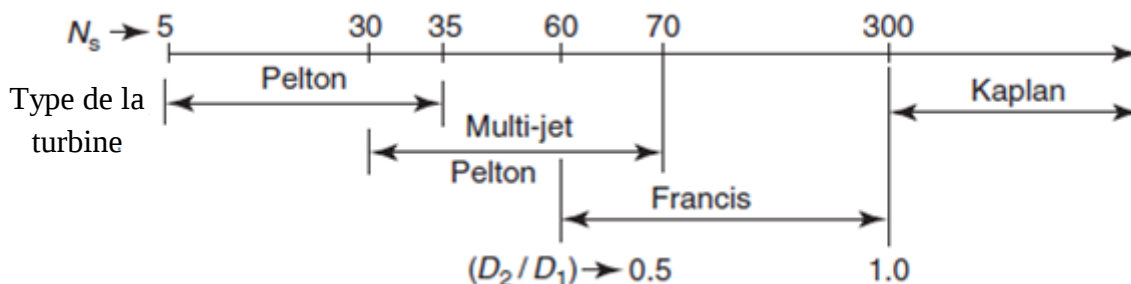


Fig. 3: Choix de la turbine en fonction de la vitesse spécifique [1]

Même à cette échelle, il y a des chevauchements. De plus, les limites de la vitesse spécifique pour sélectionner un type de turbine particulier ne sont toutefois pas très précises. Il existe de nombreuses autres considérations, telles que les facteurs de coût, les facteurs de contrôle, les applications, etc., et la vitesse spécifique calculée peut être manipulée de manière logique.

Une autre échelle du rapport de diamètre D_2 / D_1 est également donnée. Cela indique que le rapport D_2 / D_1 varie avec des vitesses spécifiques. Lorsque la vitesse spécifique augmente, la turbine Francis a tendance à être plus proche de la machine à écoulement axial. Le nom «Francis turbine» n'est donc pas une conception standard de tous les temps.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

4. Turbine Pelton

La turbine Pelton appartient à la gamme des basses vitesses spécifiques (5 à 70) et à la gamme des hautes pressions (150 m d'eau et plus). C'est une turbine à action.

4.1 Construction de la turbine Pelton

La configuration d'une turbine Pelton est illustrée à la Fig. 4. Certains des termes utilisés sont l'arbre, le rotor, la tuyère, le jet, etc., qui sont représentés sur la figure 4. Les pales ou les aubes du rotor dans le cas de la turbine Pelton sont «doubles tasses» ou «augets», comme indiqué à la Fig. 5. Ces doubles tasses sont montées à la périphérie d'un disque circulaire et forment ensemble le rotor de la turbine Pelton.

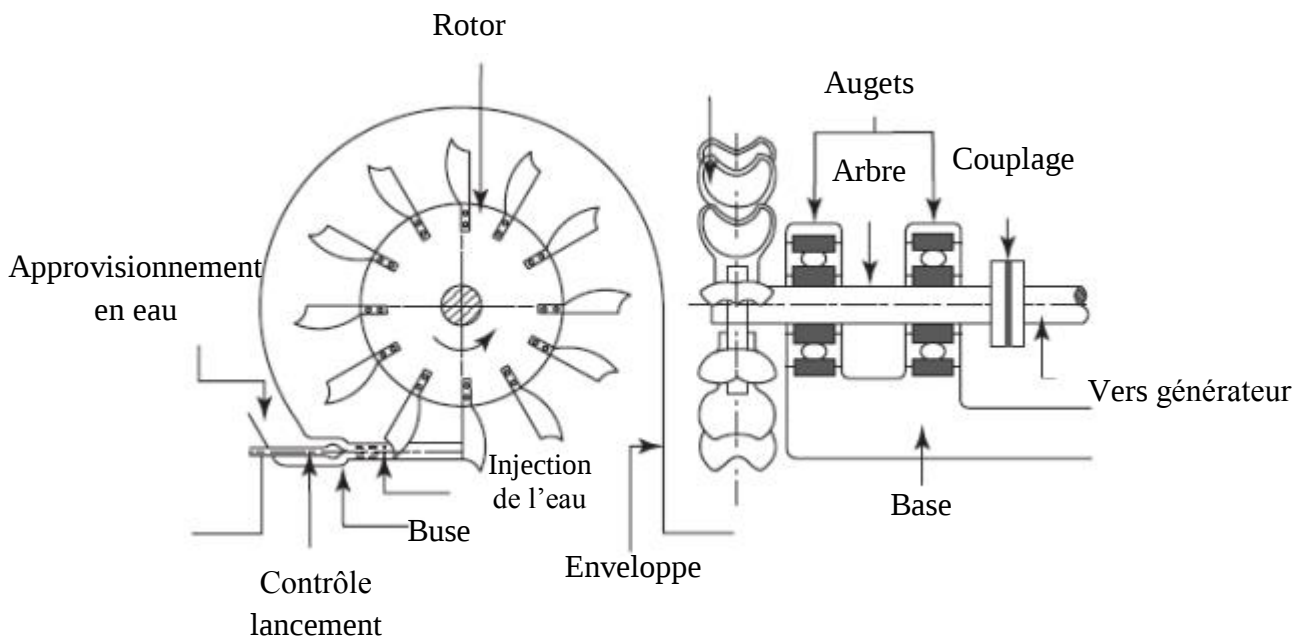


Fig. 4 : Schéma de disposition d'une turbine Pelton [1]

L'eau est transportée depuis le barrage vers la centrale électrique par le biais des conduites forcées (en acier) ensuite est acheminée vers les augets sous la forme d'un jet à grande vitesse sortant d'une tuyère (Fig. 6). L'énergie cinétique du jet d'eau est transférée à la série des augets qui se succèdent dans la ligne du jet lors de la rotation du rotor. Le jet est divisé en deux moitiés égales par le séparateur de jet, chaque moitié frappant les augets de chaque côté.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

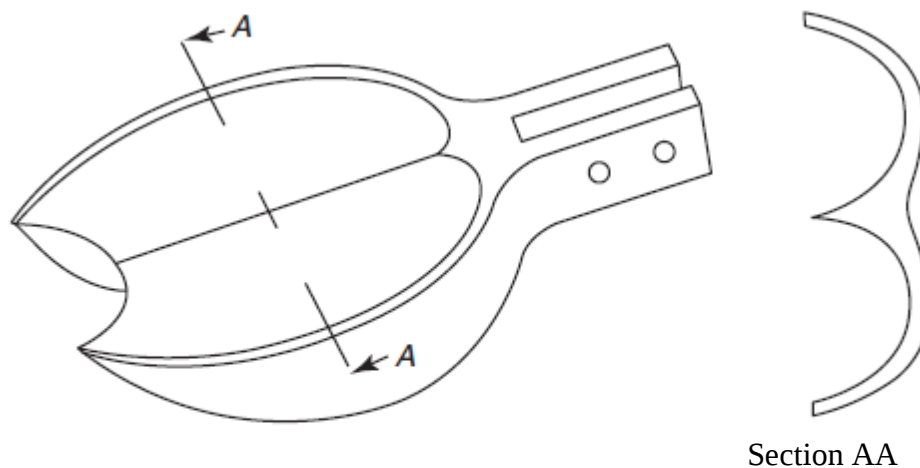


Fig. 5 : Pelton double tasses [1]

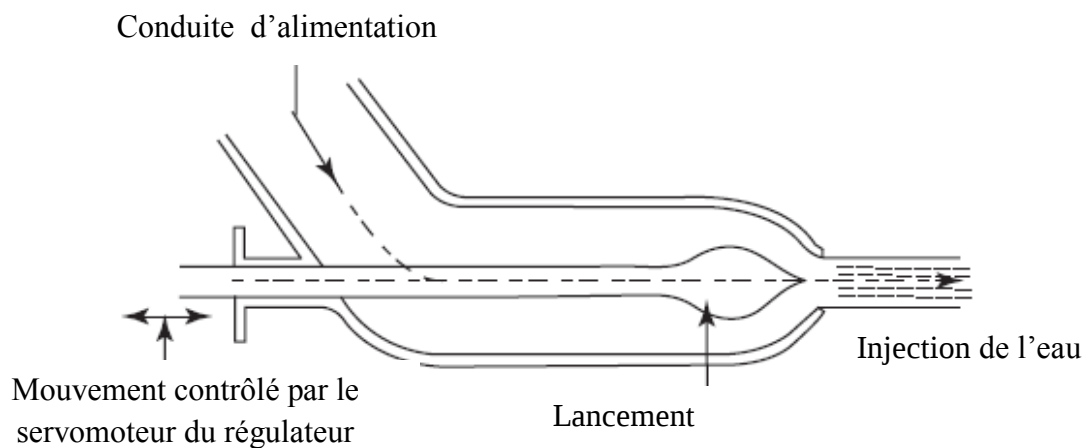


Fig. 6 : Tuyère d'une turbine Pelton [1]

L'énergie potentielle de l'eau est convertie en énergie cinétique dans la tuyère, avec un rendement de la tuyère de l'ordre de 0,98. La vitesse de la lance est contrôlée par un servomoteur (régulateur) destiné à maintenir une vitesse uniforme de la turbine.

Pour arrêter une turbine Pelton la vanne d'alimentation doit être fermée. Mais cela ne devrait pas être fait brusquement, sinon des coups de bélier risquent de se produire dans les tuyaux.

Les turbines Pelton peuvent être conçues avec des arrangements d'arbres horizontaux ou verticaux. Dans une configuration horizontale, la roue de turbine peut se situer entre deux roulements à tourillon. La conception peut également être sous la forme suspendue, avec des roulements d'un côté et son arbre couplé à l'arbre du générateur. Dans les installations verticales, les supports sont les butées, la roue de turbine étant au niveau inférieur.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

4.2 Etude d'une turbine Pelton

La charge brute H_g , correspond à la différence de niveau d'eau entre le réservoir et le bout de la conduite. La charge disponible au niveau de la centrale ou des tuyères est H . La différence ($H_g - H$) est due à la topographie du terrain et aux pertes dans les conduites, les vannes, etc.

La vitesse du jet d'eau à la sortie de la tuyère ou à l'entrée du rotor est

$$U_1 = c_v \sqrt{2gH} \text{ m/s} \quad (1)$$

Où c_v est le coefficient de vitesse de la tuyère, avec une valeur de l'ordre de 0,96 à 0,98. La vitesse des augets Pelton est

$$V = \frac{\pi D N}{60} \text{ m/s}$$

Où D est le diamètre primitif, (m) et N la vitesse de rotation (tr / min) de l'arbre du rotor.

La ligne médiane du jet d'eau est tangente à ce cercle primitif (Fig.7). Le jet interagit avec les augets de Pelton sur une partie du trajet, de la position A à la position B, dans la Fig.7. La position moyenne est indiquée dans la section transversale de la figure 8. La sortie est un peu divergente pour que l'eau quitte les seaux sans éclabousser l'arrière du seau suivant.

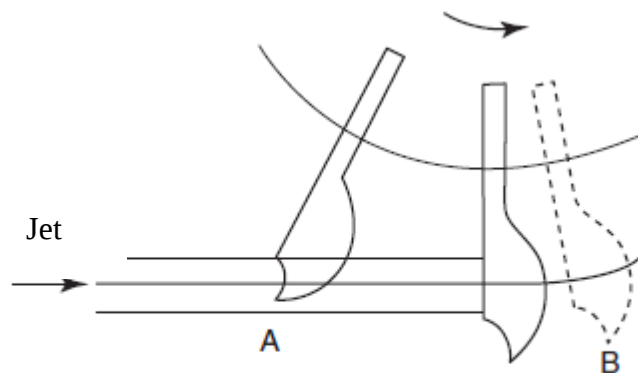


Fig. 7: Jet frappant les augets d'une turbine [1]

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

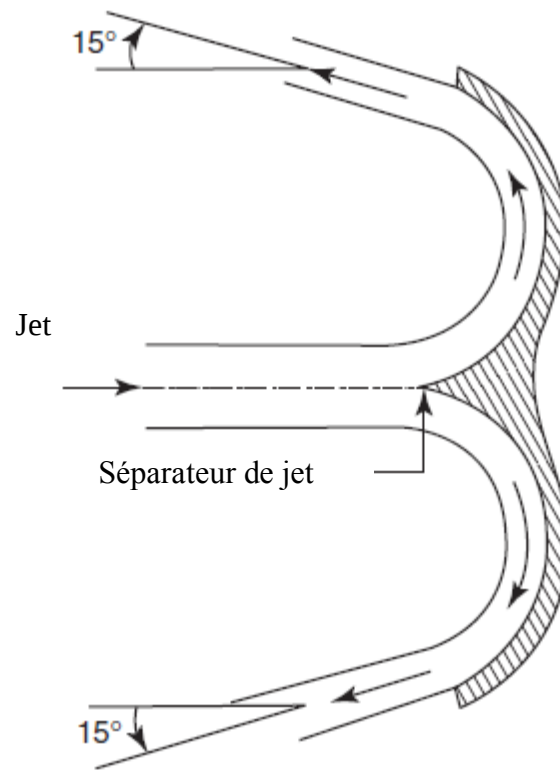


Fig. 8 : Jet partage entre les deux tasses [1]

L'eau prend environ 165° de tour de $\beta_1=0$ à $B_2=165^\circ$. Les triangles de vitesse correspondant au segment supérieur de la figure 8 sont illustrés à la figure 9. On peut noter que le triangle de vitesse à l'entrée est réduit en ligne droite, comme indiqué. Lorsque le facteur de forttement de de l'aube est c_b , nous avons :

$$u_{r2} = c_b \times U_{r1}$$

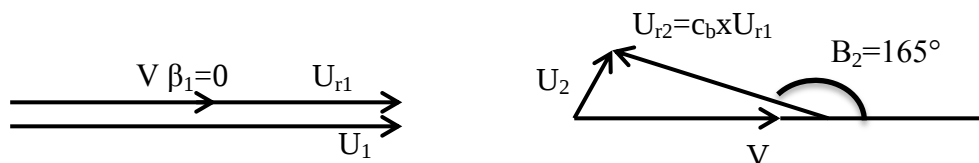


Fig. 9 : Triangle des vitesses pour une turbine Pelton

D'après le triangle de vitesse à l'entrée de la figure 9, nous avons

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

$$U_{r1} = U_1 - V \quad (2)$$

$$\text{Et } U_{v1} = U_1 \quad (3)$$

En outre, en référence au triangle de vitesse à la sortie, nous avons

$$U_{u2} = V - U_{r2} \cos \beta_2 \quad (4)$$

Utilisation de l'équation (2) et Eq. (3) dans Eq. (4), on obtient

$$U_{u2} = V - c_b \times U_{r1} \cos \beta_2$$

$$U_{u2} = V - c_b (U_1 - V) \cos \beta_2$$

Le travail spécifique W est donné par

$$W = V(U_{r2} - U_{r1})$$

$$W = V[(U_1 - (V - c_b(U_1 - V) \cos \beta_2))]$$

$$W = V[(U_1 - V + c_b(U_1 - V) \cos \beta_2)]$$

$$= V(U_1 - V) (1 + c_b \cos \beta_2)$$

$$= \frac{V}{U_1} (1 - \frac{V}{U_1}) (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Donc

$$W = \phi(1 - \phi) (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Où V / U_1 est le rapport de vitesse. Pour une installation donnée c_b , β_2 et U_1 sont des constantes. Le travail spécifique W est maximisé lorsque $dW / d\phi$ est pris à zéro, ce qui donne $\phi = 0,5$. Par conséquent

$$W_{max} = 0.25 (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Le rendement hydraulique correspond à $\eta_h = \frac{W}{\frac{U_1^2}{2}}$ une valeur maximale de

$$\eta_{max} = \frac{W_{max}}{\frac{U_1^2}{2}}$$

$$\eta_{max} = \frac{1 + c_b \cos \beta_2}{2} \quad (5)$$

4.2.1 Rendement de la turbine Pelton

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Le rendement hydraulique est obtenu comme dans l'équation. (5) sous la forme

$$\eta_h = \frac{1 + c_b \cos \beta_2}{2}$$

Cette expression est valable pour l'équation qui définit

$$\eta_h \text{ ou } \eta_a = \frac{P_r}{P} = \frac{P_r}{P_n} \times \frac{P_n}{P}$$

Où le rendement hydraulique est défini comme le rapport entre la puissance du rotor et la puissance disponible dans le flux d'eau à l'entrée ($\eta_h = P_r / P$), y compris l'effet des pertes à la sortie, du frottement des fluides sur la surface de la pale, etc.

On peut rappeler la définition du rendement volumétrique η_v comme

$$\eta_v = \frac{(Q - \Delta Q)}{Q}$$

La réduction du débit volumique dans une turbine (ΔQ) était précédemment attribuée à la fuite. Dans le cas de la turbine Pelton, cette perte peut également être attribuée au débit volumique qui se trouve dans les couches externes d'eau du jet, qui peut ne pas être aussi efficace que le noyau du jet pour exercer la force exercée sur le jet.

Le rendement mécanique (η_m) a également été défini comme

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance arbre}}{\text{Puissance rotor}}$$

$$\eta_m = \frac{P_r - \text{les pertes mécaniques}}{P_r}$$

Le rendement globale est alors donnée par

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

De nombreux facteurs ont une incidence sur les rendements susmentionnés, individuellement et collectivement. L'état de surface des pales, le facteur de frottement c_b , la teneur en sable de petites tailles dans le jet d'eau, la vitesse, la régularité des paliers, le frottement du disque sur le rotor et leur magnitude par rapport au total pouvoir contribuent à la valeur finale du rendement globale. Il est courant d'utiliser une valeur d'environ 0,85-0,88 pour le rendement globale.

4.2.2 Paramètres de conception de la turbine Pelton

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Bien que le rapport de vitesse, $\phi = 0.5$ soit une valeur théorique, dans la pratique, est pris à environ 0.45 ou 0.46, de sorte que

$$U = (0,45 \text{ à } 0,46)V_1 \text{ m/s}$$

Avec cela, les valeurs de V et N (comme supposé précédemment) sont connues dans l'équation $U = \pi D N / 60$, à partir de laquelle nous pouvons calculer

$$D = \frac{60V}{\pi N} \text{ m/s}$$

Aussitôt, à partir de la vitesse spécifique, déterminée par les données du site, le nombre de jets est déterminé. Le débit volumique total disponible est divisé en parts égales entre les jets. Le débit par jet est

$$Q_i = \frac{Q}{n}, \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

Débit volumique dans un jet = surface de jet X Vitesse du jet

$$Q_i = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) U_1$$

Et donc

$$d = \sqrt{\left(\frac{4Q_i}{\pi} \right) U_1}$$

Pour la roue Pelton, le diamètre du jet est un paramètre important pour déterminer les proportions géométriques des augets Pelton. Ces proportions sont tellement fixées que la quasi-totalité du jet est avantageusement utilisée pour frapper les augets au niveau de la ligne de division moyenne afin de générer le couple maximal possible. L'encoche à la pointe du seau aide à cet aspect. Si l'encoche n'était pas présente, les gobelets entreraient en contact avec le jet, en partant de la pointe, où une quantité considérable du jet se disperserait sur et autour de la pointe avec beaucoup de pertes, comme indiqué à la Fig. 10

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

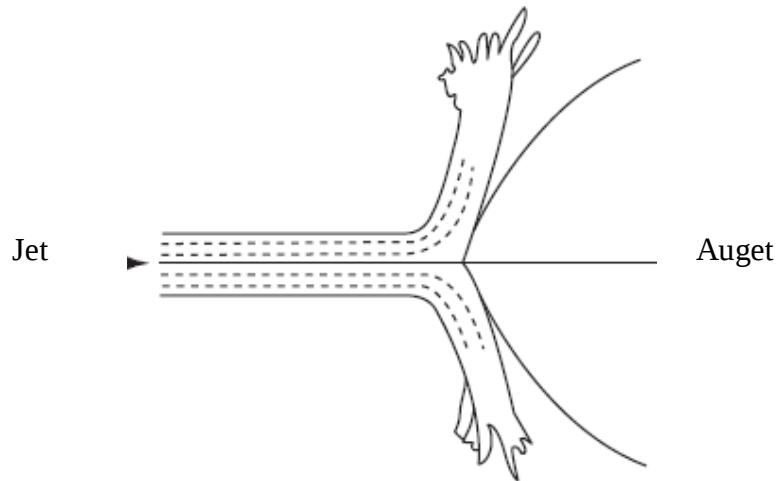


Fig. 10 : Pertes dans le jet lorsque les augets n'ont pas d'encoches [1]

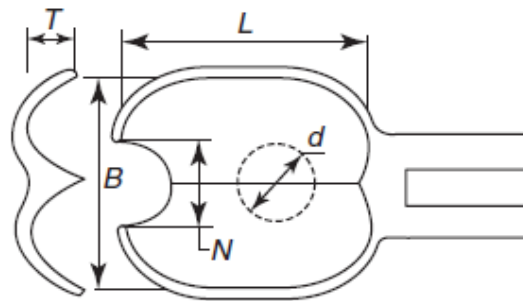


Fig. 11 : proportions des augets Pelton [1]

Les caractéristiques géométriques des doubles tasses Pelton sont illustrées à la figure 11. Ces caractéristiques sont la longueur (L), la largeur (B) et la profondeur (T) du double godet. Ces paramètres sont optimisés en termes de diamètre du jet d et sont spécifiés par les équations suivantes:

$$L = 2,3d \text{ à } 2,8d$$

$$B = 2,8d \text{ à } 3,2d$$

$$T = 0,6d \text{ à } 0,9d$$

La largeur de l'encoche, N, sur la figure 11, est approximativement supérieure de 2 à 5 mm au diamètre du jet d . Le nombre de seaux est également optimisé et est donné comme

$$Z = \frac{0,5D}{d} + 15$$

Références bibliographiques

- [1] RAMA S. R. GORLA AND AIJAZ A. KHAN, TURBOMACHINERY DESIGN AND THEORY, MARCEL DEKKER 2003.**
- [2] A VALAN ARASU, TURBO MACHINES, VIKAS PUBLISHING HOUSE PVT LTD 2001.**
- [3] B.U.PAI, TURBOMACHINES, WILEY INDIA PVT. LTD 2013.**
- [4] TERRY WRIGHT, FLUID MACHINERY” PERFORMANCE, ANALYSIS AND DESIGN”, CRC PRESS LLC 1999.**
- [5] GEORGE F. ROUND, INCOMPRESSIBLE FLOW TURBOMACHINES “DESIGN, SELECTION, APPLICATIONS, AND THEORY”, ELSEVIER INC 2004.**
- [6] R. K. TURTON, PRINCIPLES OF TURBOMACHINERY, E. & F. N. SPON LTD 1984.**
- [7] R. K. TURTON, PRINCIPLES OF TURBOMACHINERY, SECOND EDITION, E. & F. N. SPON LTD 1995.**
- [8] SAM YEDIDIAH, CENTRIFUGAL PUMP, CHAPMAN & HALL 1996.**