

رقم: 2024/GE/.....

المسيلة في :

5 - مارس 2024

شهادة إدارية

بخصوص مطبوعة الدروس الخاصة بالأستاذ

زميت عبد الرحيم

بناءً على محضر اللجنة العلمية لقسم الهندسة الكهربائية المنعقد بتاريخ 11 ديسمبر 2022 والمتضمن تعيين الخبراء: الأستاذ بلهوشات خالد أستاذ محاضر - أ- بجامعة المسيلة، الأستاذ جربوعي سليم أستاذ محاضر - أ- بجامعة المسيلة والأستاذ سعدوني رضوان أستاذ محاضر "أ" بجامعة غرداية وذلك لتقييم مطبوعة الدروس الخاصة بالأستاذ زميت عبد الرحيم أستاذ محاضر "أ" بقسم الهندسة الكهربائية لجامعة المسيلة تحت عنوان "Turbomachines" وبعد إطلاع رئيس اللجنة العلمية ورئيس القسم على التقارير الواردة و التي كانت كلها ايجابية، وعليه فإن اللجنة لا ترى مانعا أن تتخذه سندا في تدريس طلبة السنة الثالثة ليسانس كهروميكانيك ، شعبة كهروميكانيك ميدان علوم و تكنولوجيا و أن تعتمد في أي تقييم للمسار العلمي للأستاذ المعني.

رئيس القسم
أ. د. زغلاش سمير



رئيس اللجنة العلمية
أ. د. بوقرة عبد الرحمان



ملاحظة: سلمت هذه الشهادة للمعني(ة) لاستعمالها في حدود ما يسمح به القانون.

Cours et Travaux Dirigés

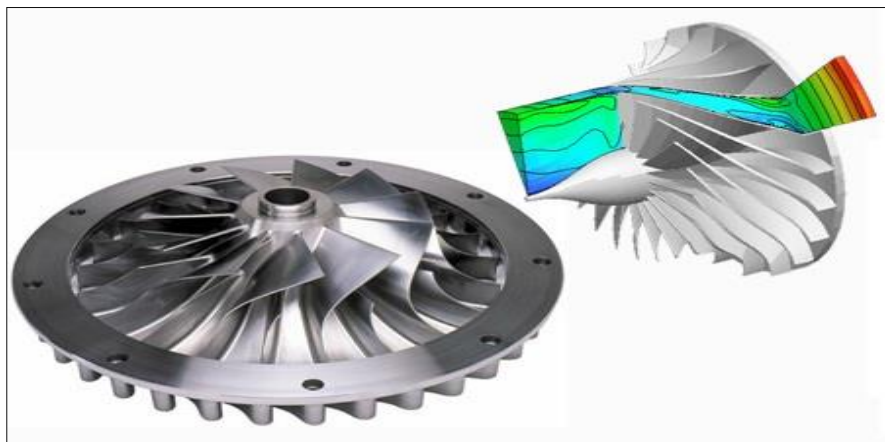
Turbomachines

3^{eme} année Licence , Electromécanique

Réalisé par :

Dr. ZEMMIT Abderrahim

Maitre de Conférence au Département de : **Génie électrique**



Année académique : **2022-20203**



Avant-propos

Ce support de cours et de TD est destiné aux étudiants en troisième année Électromécaniques du Département de Génie Electrique au sein de l'Université Mohamed Boudiaf -MSILA- ainsi que tout étudiant qui suit cette formation. Il correspond au module Turbomachines .

Les objectifs de ce polycopié font l'objet d'apprendre aux étudiants :

- Découvrir les différentes machines et turbomachines utilisées dans l'industrie et leurs caractéristiques de fonctionnement.
- Principes d'une turbomachine (Fonctionnement, fluide véhiculé, courbe caractéristique, rendement, similitude, domaines d'utilisation).
- Turbomachines à fluide incompressible (Pompes, ventilateurs centrifuges et axiaux) .
- Turbines hydrauliques .
- Turbomachines à fluide compressible (Turbines à gaz , Turbines à vapeur).

Ce cours se situe évidemment dans la continuité du cours de mécanique des fluides, et celui de la thermodynamique (cours suivis en troisième et quatrième semestre du domaine science et technologie). Nous utiliserons donc les même notations pour les paramètres physiques (fluidiques : viscosité, masse volumique, ...etc. et thermodynamiques : pression, volume, température,...etc.).

Description de la matière d'enseignement

1) **Pré requis** : MDF1, Thermodynamique .

2) **Objectif général du la matière d'enseignement** :

- **Objectifs d'apprentissage** :

Découvrir les différentes machines et turbomachines utilisées dans l'industrie et leurs caractéristiques de fonctionnement.

3) **Contenu de la matière d'enseignement**

- **Chapitre 1. Principes d'une turbomachine (3 Semaines)**

Fonctionnement, fluide véhiculé, courbe caractéristique, rendement, similitude, domaines d'utilisation.

- **Chapitre 2. Turbomachines à fluide incompressible (3 Semaines)**

Pompes, ventilateurs centrifuges et axiaux.

- **Chapitre 3. Turbines hydrauliques (3 Semaines)**

- **Chapitre 4. Turbomachines à fluide compressible (3 Semaines)**

3) **Modalités d'évaluation**

- Contrôle continu: 40% ;

- Examen : 60%.

I. Chapitre I : Définitions et théorie générale des turbomachines

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser en premier lieu de faire une brève généralités et notions de base sur les turbomachines .

I.1. Définition

1.1. Turbomachines

Le mot turbomachine est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Le rôle d'une turbomachine est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un fluide en écoulement permanent et un rotor animé d'un mouvement de rotation à une vitesse constante autour d'un axe.

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide (liquide ou gaz) échange de l'énergie à l'aide d'un ou plusieurs impulseurs (appelés aussi rotors ou roues). Ces derniers sont munis d'aubes (pompes et compresseurs), d'ailettes (turbines à gaz ou à vapeur) ou augets (turbine hydraulique Pelton).

Pour une pompe par exemple, les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans un écoulement de fluide. Elles constituent entre elles des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule .

1.2. Grilles d'aubes :

On appelle grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobiles d'obstacles (aubes) déduites les unes des autres par un déplacement géométrique périodique utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui un effort mécanique. L'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube. Sur l'Intrados d'une aube, la pression est plus élevée que sur l'extrados.

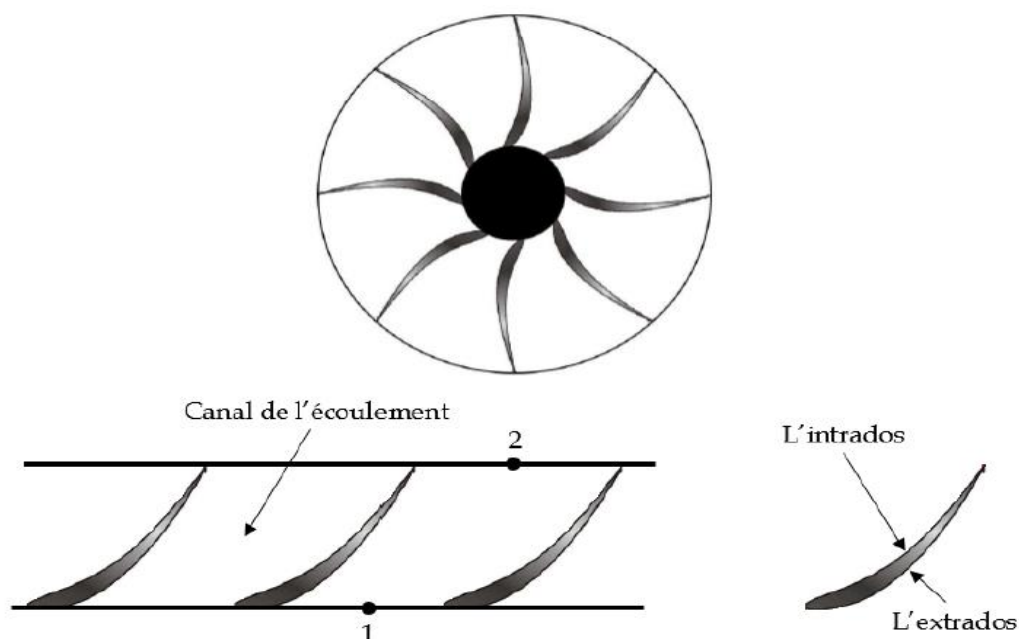


Figure 1.1 : Grille d'aubes

I.2. Classifications des turbomachines

2.1. Selon la nature du fluide

Les turbomachines constituent une grande famille de dispositifs / appareils utilisés dans l'industrie. On peut les situer par rapport aux autres machines à fluide à l'aide du schéma présenté ci-dessous. Selon la nature du fluide, elles sont divisées en deux parties : à fluide compressible et à fluide incompressible.

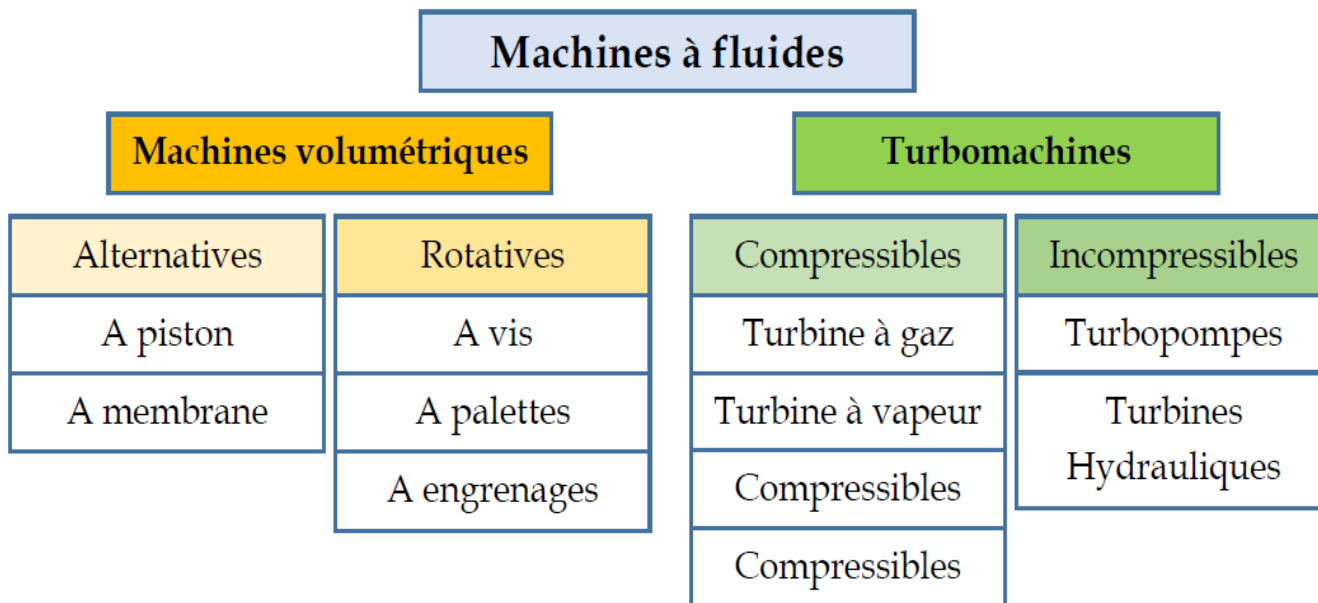


Schéma 1.1 : Classification des machines à fluides

2.2. Selon la trajectoire du fluide

La forme de trajectoire du fluide dans la roue d'une turbomachine fournit également une base de classification des types de turbomachines. En générale, on distingue :

a) Turbomachines radiales :

Dans ce type de turbomachine, le fluide traverse la roue (rotor) perpendiculairement à l'axe de l'arbre de la machine. Pour les machines radiales, on distingue les machines centrifuges (l'écoulement s'éloigne de l'axe) et les machines centripètes (l'écoulement se rapproche de l'axe).

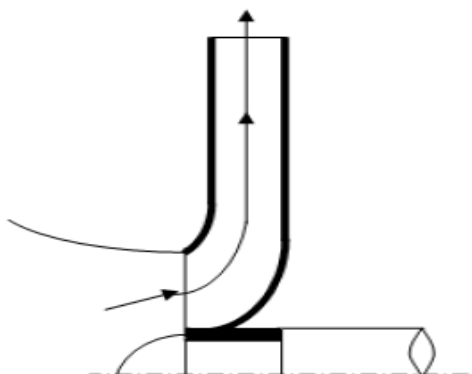


Figure 1.2 : Roue d'une turbomachine radiale .

b) Turbomachines axiales :

Ici, le fluide traverse la roue de la machine parallèlement à l'axe.

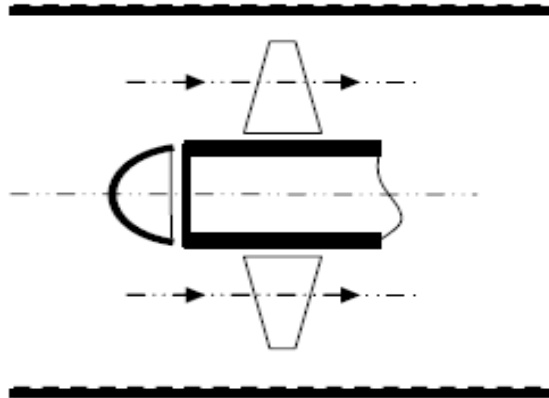


Figure 1.3 : Roue d'une turbomachine axiale .

c) Turbomachines semi-axiales :

Ce sont des machines où le fluide traverse la roue de façon diagonale (fig.3). Elles sont aussi appelées machines hélico-centrifuges ou hélicoïdale.

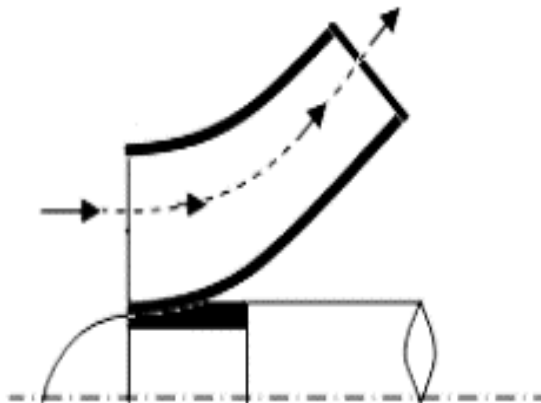


Figure 1.4 : Roue d'une machine semi-axiale .

2.3. Selon la fonction de la machine

Le sens de transfert de l'énergie entre la machine et le fluide peut aussi définir un type de classification de turbomachines.

Dans le cas où la machine transmet de l'énergie au fluide (transfert d'énergie mécanique en énergie hydraulique), la machine est **motrice** (pompes, compresseurs). Dans le cas inverse (transfert de l'énergie hydraulique en énergie mécanique), la machine devient **réceptrice** (Turbines).

1.3. Constitution des turbomachines

Suivant qu'une turbomachine comporte un ou plusieurs rotors, elle est dite **monocellulaire** ou **multicellulaire**. Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement, soit depuis l'entrée jusqu'à la sortie de ma machine :

3.1. Le distributeur : Il est le premier organe que le fluide rencontre sur sa trajectoire. Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine « *point 0* » jusqu'à l'entrée du rotor « *point 1* », en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

3.2. Rotor (Roue) : Dans une turbomachine, la roue est l'élément le plus important dans lequel s'effectue l'échange des énergies ; dans une machine réceptrice, l'énergie fournie par le moteur d'entraînement y est communiquée au fluide tandis qu'inversement, dans une machine motrice, le rotor reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide. Les indices « 1 » et « 2 » caractériseront respectivement les grandeurs relatives à l'entrée du rotor et à sa sortie, celle-ci constituant aussi l'entrée du diffuseur.

3.3. Diffuseur : Le diffuseur ou l'amortisseur a le rôle de collecter le fluide a la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine à la vitesse désirée. C'est aussi l'organe qui est destiné à transformer l'énergie cinétique en pression. Les indices « 2 » et « 3 » caractérisent respectivement les sections d'entrée et de sortie du diffuseur, cette dernière pouvant être aussi la section de sortie de la machine.

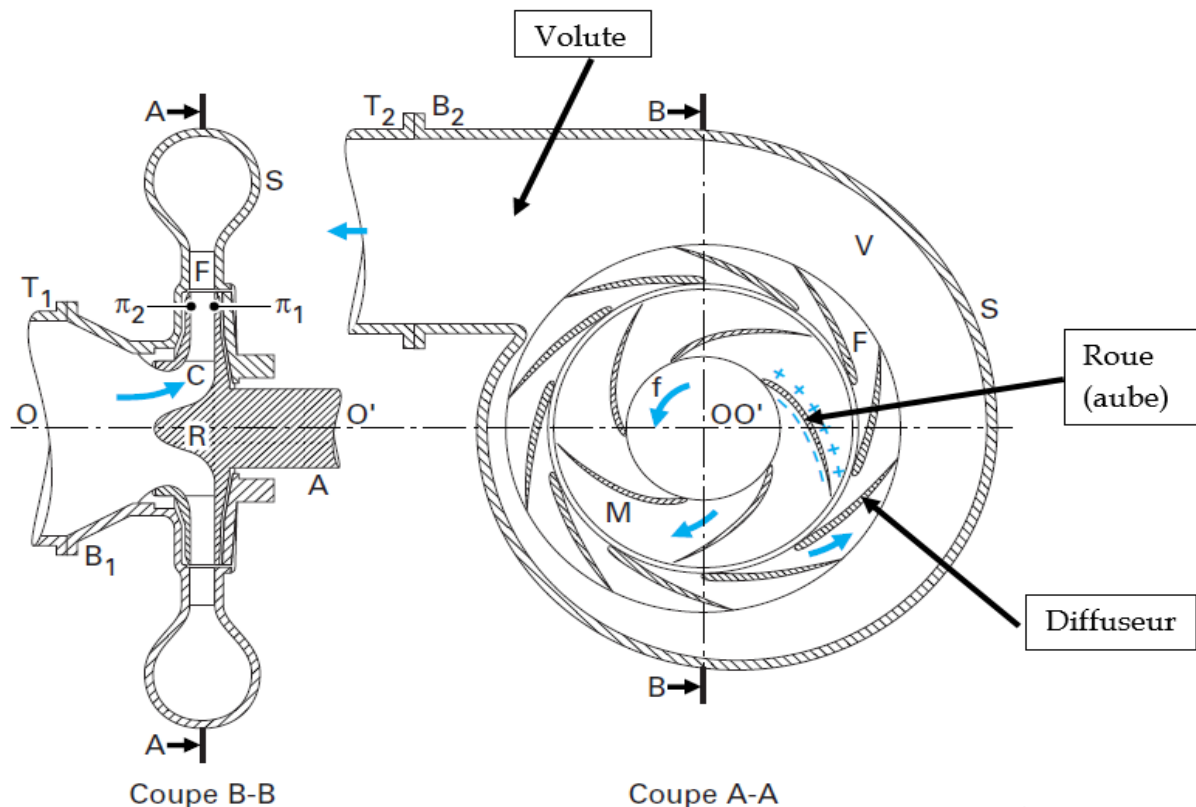


Figure 1.5 : Composantes d'une ppe centrifuge .

1.4. Théories générales

Les équations de la conservation de la masse, de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de l'impulsion angulaire (moment de la quantité de mouvement), représentent des éléments essentiels pour les applications dans le domaine des turbomachines. Les expressions mathématiques de ces équations sont illustrées ci-dessous.

La figure 1.6 illustre un volume de contrôle V .

4.1. Conservation de la masse

L'équation de la conservation de la masse (continuité) exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle dans le temps est égale à la somme des flux massiques qui traversent les frontières du volume. L'expression mathématique du principe est :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV + \int_S \rho v \cdot dS = 0 \quad (1.1)$$

Avec :

$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV$: Accumulation de matière dans le volume de contrôle dans le temps.

$\int_S \rho v \cdot dS$: Flux massique traversant les surfaces (d'entrée et de sortie).

ρ : masse volumique

v : vitesse

dV : unité de volume

dS : unité de surface

Pour un régime permanent, la première partie de l'équation est égale à zero. Donc l'équation (1.1) devient :

$$- \int_S \rho v \cdot dS = 0 \quad (1.2)$$

$$\Rightarrow \rho \cdot v \cdot S_1 = \rho \cdot v \cdot S_2 = Q_m \quad (1.3)$$

$$\Rightarrow Q_v = v \cdot S_1 = v \cdot S_2 \quad (1.4)$$

Q_m : Débit massique (Kg/s) ;

Q_v : Débit Volumétrique (M^3/s).

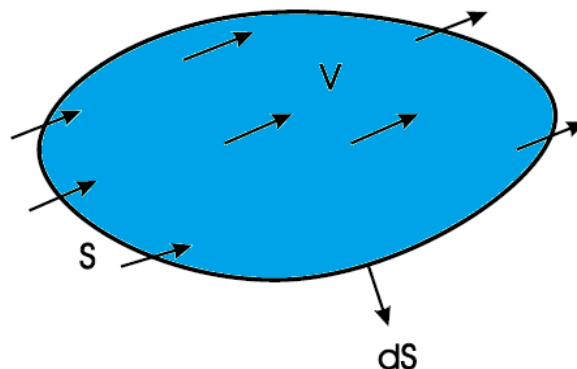


Figure 1.6 : Volume de contrôle.

4.2. Conservation de la quantité de mouvement

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement indique que la sommation des forces est égale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les frontières du volume...

$$F = \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_S \rho v \cdot v dS \quad (1.5)$$

Avec :

F : Sommation des forces ;

$\frac{d}{dt} \int_V \rho v dV$: Accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps ;

$\int_S \rho v \cdot v dS$: Somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les deux surfaces d'entrée et de sortie ;

4.3. Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante :

$$M = \frac{d}{dt} \int_V r \cdot \rho v dV + \int_S r \cdot \rho v \cdot v dS \quad (1.6)$$

Etat stationnaire :

$$\frac{d}{dt} \int_V r \cdot \rho v dV = 0$$

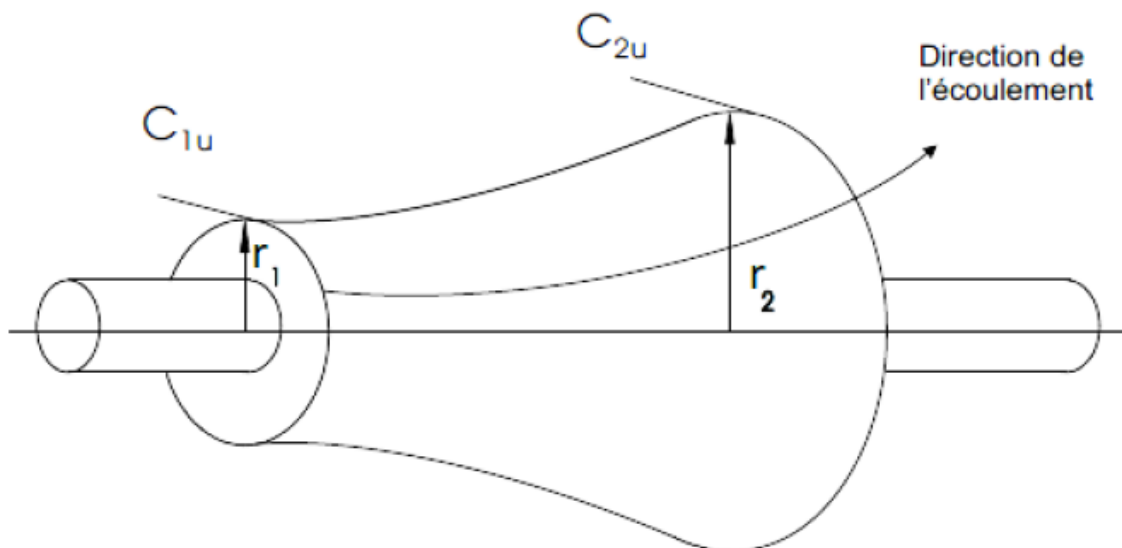


Figure 1.7 : Rotor schématique .

$$M = \int_S (r \cdot \rho v) v \cdot dS = (r_2 \cdot v_2) \rho_2 v_2 S_2 - (r_1 \cdot v_1) \rho_1 v_1 S_1 \quad (1.7)$$

En utilisant l'équation (1.3), l'équation (1.7) devient :

$$M = Q_m (r_2 v_2 - r_1 v_1) \quad (1.8)$$

1.5. Diagrammes des vitesses

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux mouvements:

- La rotation de la roue : représentée par la **vitesse tangentielle** à la roue \vec{U} (appelée aussi vitesse périphérique, vitesse circonférentielle et vitesse d'entraînement). Elle est donnée par :

$$\vec{U} = \frac{\pi D N}{60} = \frac{2\pi r N}{60}$$

Avec :

D : diamètre de la roue

N : la vitesse de rotation de la roue (tr/min)

- Le déplacement par rapport à l'aube : représenté par la **vitesse relative** \vec{W} qui est tangente à l'aube.

La figure 1.8 représente une roue d'une turbomachine sur laquelle sont tracés les vecteurs des vitesses (à l'entrée « indice 1 » et à la sortie « indice 2 »).

La vitesse C est appelée la **vitesse absolue**, peut être déterminé par : $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$. Dans certains livres, la vitesse absolue peut être nommée \vec{V} .

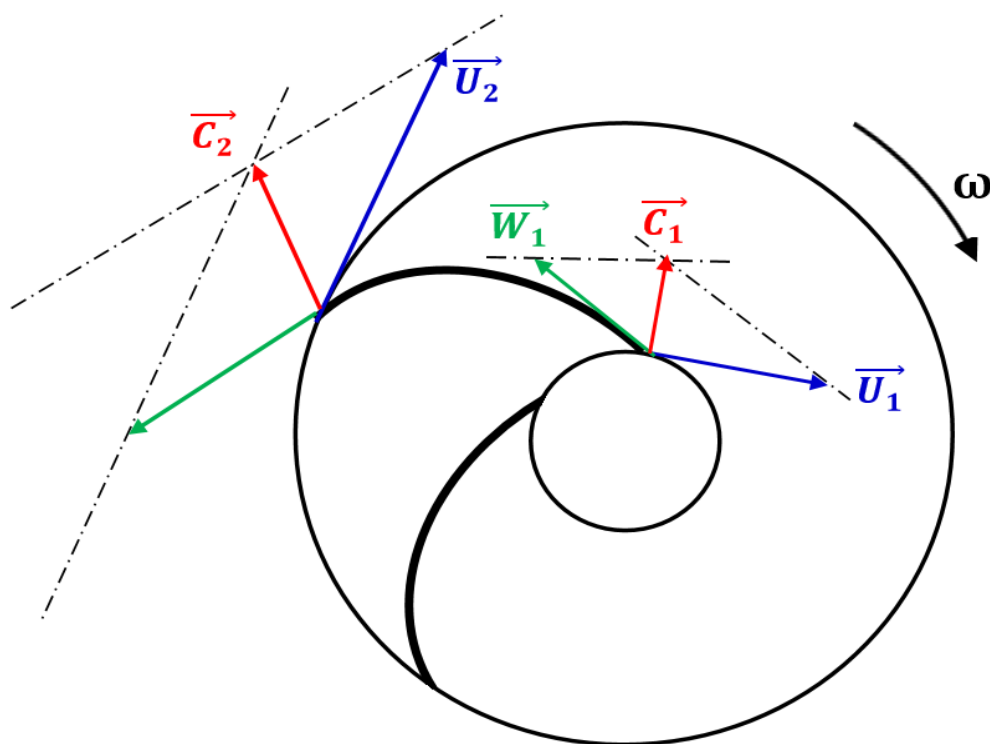


Figure 1.8 : Diagrammes des vitesses sur une roue à entrée radiale

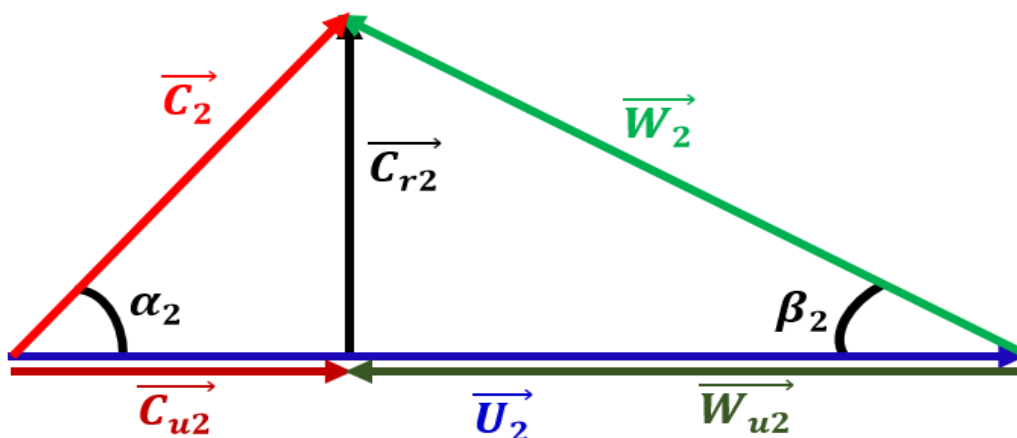


Figure 1.9 : Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale.

L'angle α (angle de calage) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{C} et l'angle β (angle de construction) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{W} . Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

- Une composante radiale :

$$C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (1.10)$$

- Une composante circonférentielle :

$$C_u = C \cdot \cos \alpha \quad (1.11)$$

La composante C_r peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$C_u = \frac{Q_v}{S} = \frac{Q_v}{\pi D b} \quad (1.12)$$

Pour une turbomachine à entrée radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle. ($C_1=C_{r1}$, $\alpha_1=90^\circ$).

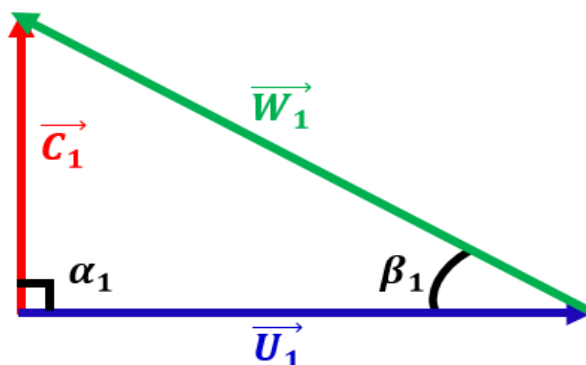


Figure 1.10 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale.

1.6. Théorème d'Euler

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement. En particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notées par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation 1.8 à un filet de fluide entre ses deux points illustrés sur la figure 1.7 et celle-ci devient :

$$M = Q_m (r_2 v_2 - r_1 v_1)$$

Bien que cette expression de l'équation d'Euler est sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modifications pour être facilement utilisable.

Dans les turbomachines ; $r.v=r.Cu$ (figure 1.10).

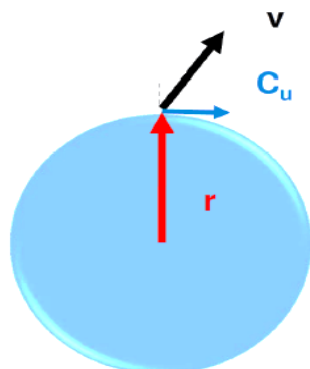


Figure 1.10 : Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire .

L'équation (1.8) devient :

$$M = Q_m(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.13)$$

La puissance absorbée par la pompe est déterminée par :

$$P = M \cdot \omega = Q_m(r_2 C_{u2} \omega - r_1 C_{u1} \omega) \quad (1.14)$$

Sachant que la vitesse tangentielle U peut être déterminée par : $U = r \cdot \omega$, l'équation (1.14) peut s'écrire comme suit :

$$P = Q_m(C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad (1.15)$$

La puissance absorbée par la pompe peut être déterminée aussi comme suit :

$$P = Q_m \cdot g \cdot H_{th} \quad (1.16)$$

En égalisant les deux équations (1.15) et (1.16), on obtient **l'équation d'Euler** :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (1.17)$$

Pour les turbomachines à entrée radiale, on a $C_{u1} = 0$ ($\alpha_1 = 90^\circ$). Par conséquent, l'équation d'Euler se simplifie et devient :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (1.18)$$

1.7. Rendements des turbomachines

Le rendement total d'une pompe est le résultat de la multiplication de trois types de rendements. Chaque type est lié à un genre de pertes qui se passent dans la pompe :

- Pertes hydrauliques : due aux frottements ;
- Pertes volumétriques : causées par les fuites du liquide à travers les jeux de la pompe ;
- Pertes mécaniques : due aux frottements mécaniques dans les paliers, les presses étoupes, ...etc.

7.1. Rendement hydraulique

Il est donné en fonction des pertes hydrauliques comme suit :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Sigma h_p}{H_{th}} = \frac{H}{H_{th}}$$

Avec :

H : Hauteur manométrique de la pompe ;

H_{th} : Hauteur théorique (voir théorie d'Euler, équation (1.17)).

η_h est en générale entre 80% et 95%.

7.2. Rendement volumétrique

Ce type de rendement est lié aux pertes volumétriques qui sont dues à l'existence de fuites de liquide à l'intérieur de la pompe (à travers les joints, les bagues,...).

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_f}$$

Avec :

Q_v : Débit utile de la pompe ;

Q_f : Débit des fuites.

η_v est en générale entre 85% et 98%.

7.3. Rendement mécanique

Il est lié aux pertes mécaniques qui représentent les pertes en puissance mécanique du moteur d'entraînement.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v}{P_a}$$

Avec :

P_u : Puissance utile de la pompe ;

P_a : Puissance de l'arbre absorbée par la pompe.

7.3.4. Rendement global (total)

Le rendement global de la pompe est déterminé par la multiplication des trois rendements précédents :

$$\eta_g = \eta_t = \eta_h * \eta_v * \eta_m$$

Le rendement global des pompes hydrauliques est compris généralement entre **70%** et **85%**.

1.8. Similitudes dans les Turbomachines

8.1. Introduction

Les propriétés de similitude qui s'appliquent à des machines **géométriquement semblables** permettent de réduire le nombre de variables de fonctionnement indépendantes en définissant des groupements adimensionnels de variables ou **variables réduites**. Pour les turbomachines, elles conduisent aux **coefficients de Râteau** ; particularisées aux machines identiques, elles sont énoncées par le théorème de

Râteau. Le concept de **vitesse spécifique** permet aussi de caractériser une famille de turbomachines géométriquement semblables et constitue de ce fait un coefficient de type.

8.2. Invariants de Râteau

Nous considérons ici une famille de turbomachines hydrauliques, chaque machine étant donc définie individuellement par la valeur d'une de ses dimensions linéaires, en l'occurrence celle de la dimension de référence r_2 . Les coefficients de Râteau sont des variables réduites, c'est-à-dire des groupements adimensionnels des variables de fonctionnement de ces machines ; nous en utilisons les définitions et désignations suivantes, U_2 étant la vitesse d'entraînement au rayon r_2 :

8.2.1. Coefficient de pression (ou pouvoir manométrique)

$$\mu = \frac{E}{U_2^2} = \frac{E}{\omega_2^2 r_2^2} = \frac{gH}{U_2^2}$$

8.2.2. Coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q_v}{U_2 r_2^2} = \frac{Q_v}{\omega r_2^3}$$

8.2.3. Coefficient de puissance interne

$$t = \frac{P_i}{\rho U_2^3 r_2^2} = \frac{P_i}{\rho \omega^3 r_2^5}$$

8.2.4. Ouverture réduite

$$\gamma = \frac{O}{r_2^2}$$

8.3. Lois de similitude

On considère deux pompes géométriquement semblables. Elles possèdent des roues à aubes et des corps de pompes semblables ($D_1, D_2, b_1, b_2, \dots$ etc.).

8.3.1. Similitude géométrique

$$\frac{D'_1}{D''_1} = \frac{D'_2}{D''_2} = \frac{b'_1}{b''_1} = \dots = \frac{L'_2}{L''_2} = C_L$$

(*) **Prime** : pompe réelle

(**) **Seconde** : pompe étalon

C_L : s'appelle constante de similitude géométrique. L est l'indice de n'importe quel paramètre géométrique (largeur, longueur, rayon...etc.).

8.3.2. Similitude cinématique

Ici, on parle de la similitude des vitesses (U , C , W , C_r , C_u et W_u).

$$\frac{U'_2}{U''_2} = \frac{C'_2}{C''_2} = \frac{W'_2}{W''_2} = \frac{C'_{r2}}{C''_{r2}} = \frac{C'_{u2}}{C''_{u2}} = \frac{W'_{u2}}{W''_{u2}} = V_r = C_V$$

C_V : Constante de vitesse

A partir de la vitesse périphérique $U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60}$:

$$V_r = C_V = \frac{N' D'}{N'' D''} = \frac{N'}{N''} \frac{D'}{D''} = C_N C_L$$

II. Chapitre 2 : Turbomachines à fluide incompressible

2. Pompes

2.1. Installation de pompage

Une installation de pompage (figure 2.1) est constituée des principaux éléments suivants :

- Une pompe (ou plusieurs)
- Une conduite d'aspiration (D_a , L_a)
- Une conduite de refoulement (D_r , L_r)
- Un réservoir d'aspiration
- Un réservoir de refoulement
- Appareils de mesure (capteurs)
- Appareil de réglage de débit (Vanne)

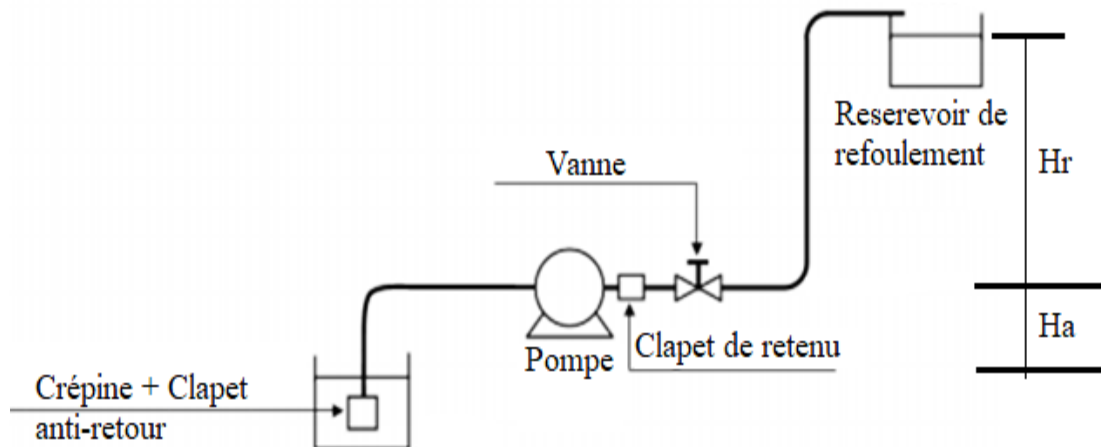


Figure 2.1 : Installation de pompage

Dans une installation de pompage ; la longueur de la conduite de refoulement est plus grande que celle de la conduite d'aspiration et le diamètre de la conduite d'aspiration est plus grand que celui de la conduite de refoulement.

2.2. Paramètres généraux des pompes

Les paramètres des pompes les plus essentielles sont ;

2.2.1. La vitesse de rotation N (tr/min)

Est le nombre de tours qu'effectue la turbomachine par unité de temps. Elle est définie en fonction de la vitesse angulaire ω (rd/s) : $N = 60\omega/2\pi$.

Avec : ω est la vitesse angulaire (rd/s).

2.2.2. Le débit volumique (m^3/s)

C'est le volume qu'une turbomachine doit fournir par unité de temps. $Q_v = V/t$.

2.2.3. Puissance absorbée et puissance utile (W)

La puissance absorbée ou la puissance consommée est la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe.

La puissance utile est la puissance transmise au fluide. Elle est définie par :

$$P_u = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_m \quad (2.1)$$

Avec H_m est la hauteur manométrique de la pompe.

2.2.4. Différentes hauteurs (m)

- **Hauteur théorique :**

La hauteur est définie par l'équation d'Euler (1.17) .

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g}$$

- **Hauteur manométrique :**

C'est la hauteur qui permet à l'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe de surmonter les pertes de charge ;

$$H_m = H = \frac{W}{g} = \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h \right]_1^2$$

1 et 2 : sont les points à l'aspiration et le refoulement respectivement.

W : est le travail utile fourni par la machine (J).

- **Hauteur d'installation :**

La hauteur d'installation est définie comme suit :

$$H_{ins} = H - h'_c$$

Avec : h'_c représente les pertes de charge dans la conduite d'installation.

$$h'_c = K \frac{V_{II}^2}{2g}$$

V_{II}^2 : Vitesse du fluide à la sortie de la conduite de refoulement.

- **Hauteur statique :**

La hauteur statique est définie comme suit :

$$H_{st} = H_{ins} - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - h'_c - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - K \frac{V_{II}^2}{2g} - \frac{V_{II}^2}{2g}$$

2.3. Courbes caractéristiques

2.3.1. Courbe caractéristique $H(Q)$

La présence d'une pompe dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux H (hauteur manométrique) et Q (débit nominale ou utile).

Ces deux paramètres forment un couple (H, Q) qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve. On note que H et Q doivent être connus pour une vitesse de rotation N de la roue constante. Mais, il est important parfois de connaître le comportement de la pompe dans des conditions hors de celles nominales.

On peut distinguer deux types de caractéristique $H(Q)$:

- **Caractéristique stable :**

Ce sont les courbes $H(Q)$ régulièrement descendantes (fig.2.2) avec l'accroissement du débit, depuis $H(Q=0)=H_0=H_{max}$ qui correspond à la fermeture du robinet – vanne de refoulement.

Chaque valeur de débit Q , correspond à une seule valeur de hauteur H .

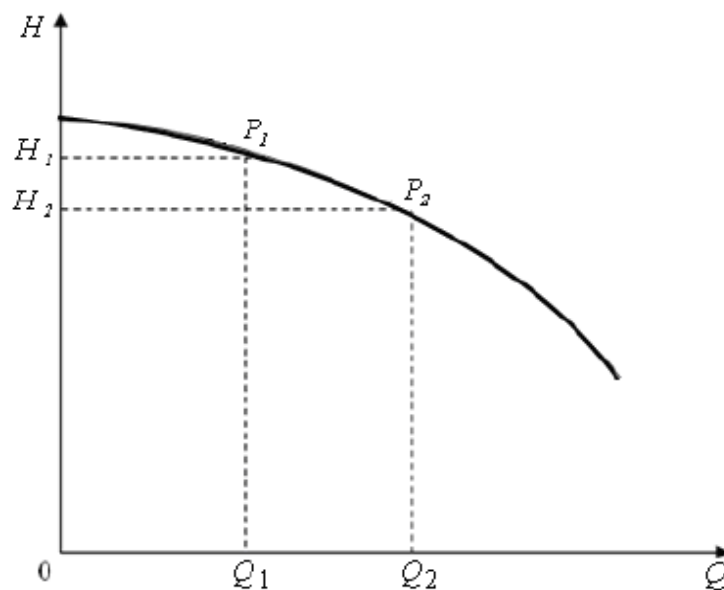


Figure 2.2 : Courbe caractéristique stable

- **Caractéristiques instables :**

Ce sont des courbes montantes (ascendantes), à partir de $H_0=H(Q=0)$ jusqu'au sommet de la courbe, correspondant à l'ordonnée H_{max} (Fig.2.3). A partir de ce point, la courbe $H(Q)$ devient descendante.

Au dessus de la droite horizontale passant par H_0 , chaque hauteur H peut avoir deux valeurs de débits :

Q_1 et Q_2 .

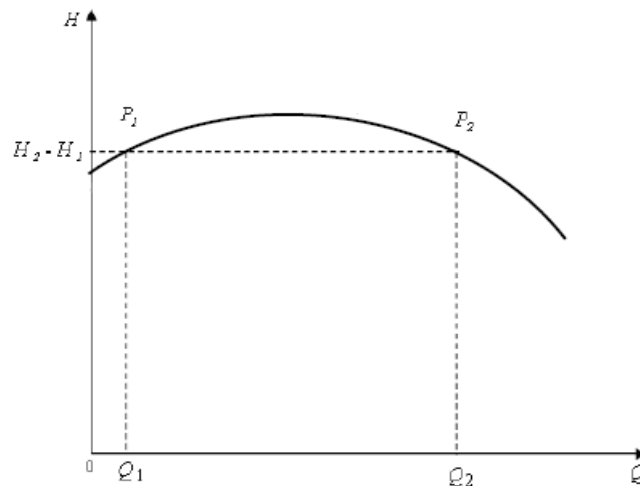


Figure 2.3 : Courbe caractéristique instable

2.3.2. Courbe caractéristique $P(Q)$

Pour les pompes centrifuge à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques $P(Q)$ de la puissance, sont régulièrement ascendantes (Fig.2.4).

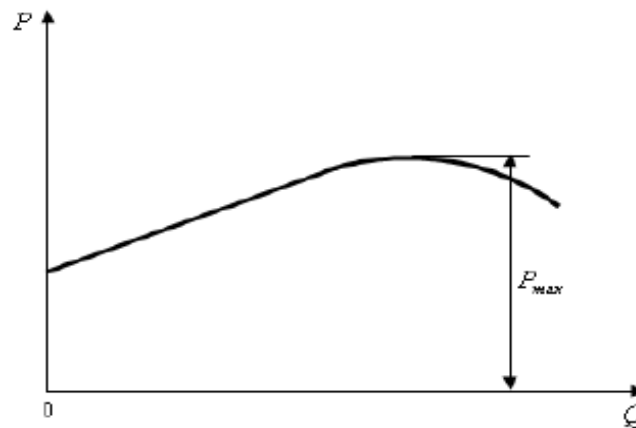


Figure 2.4 : Courbe caractéristique $P(Q)$

2.3.3. Courbe caractéristique $\eta(Q)$

La courbe $\eta(Q)$ du rendement est représenté sur la figure 2.5.

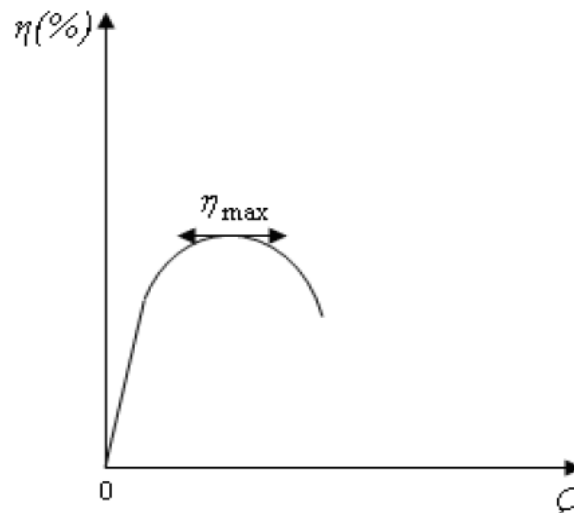


Figure 2.5 : Courbe caractéristique $\eta(Q)$

2.4. Courbe caractéristique théorique d'une pompe

D'après l'équation d'Euler pour une pompe à entrée radiale ;

$$H_{th} = U_2 \cdot C_{u2} / g$$

On peut montrer que c'est une équation d'une droite inclinée décroissante :

$$C_{u2} = U_2 - C_{r2} \cot g \beta_2 \quad (\text{Triangle des vitesses à la sortie})$$

$$H_{th} = \frac{U_2 \cdot (U_2 - C_{r2} \cdot \cot g \beta_2)}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{r2} \cot g \beta_2}{g}$$

C_{r2} : vitesse débitante à la sortie proportionnelle au débit : $C_{r2} = Q / \Pi \cdot D_2 \cdot b_2$

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} (U_2 - C_{r2} \cdot \cot g \beta_2) \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cdot \cot g \beta_2 \right)$$

$$\Rightarrow H_{th} = A - B \cdot \cot g \beta_2 \cdot Q$$

Avec:

$$A = \frac{U_2^2}{g} \quad \text{et} \quad B = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

Quand

$$Q = 0, \quad H_{th} = A.$$

Nous avons trois cas de β_2 :

a) $\beta_2 = 90^\circ$ (cas des ventilateurs) : $H_{th} = A$ et $\cot g \beta_2 = 0$.

La courbe $H(Q)$ est parallèle à l'axe du débit.

b) $\beta_2 < 90^\circ$ (cas des pompes centrifuges) :

Dans cette configuration, la hauteur diminue au fur et à mesure que le débit augmente.

c) $\beta_2 > 90^\circ$ (cas des compresseurs) :

La hauteur est proportionnelle au débit dans ce cas.

Pour les pompes centrifuge ; β_2 varie entre 15° et 30° .

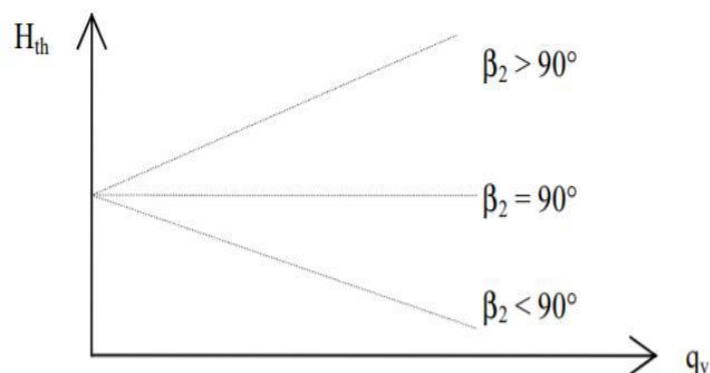


Figure 2.6 : Courbe caractéristique théorique des turbomachines

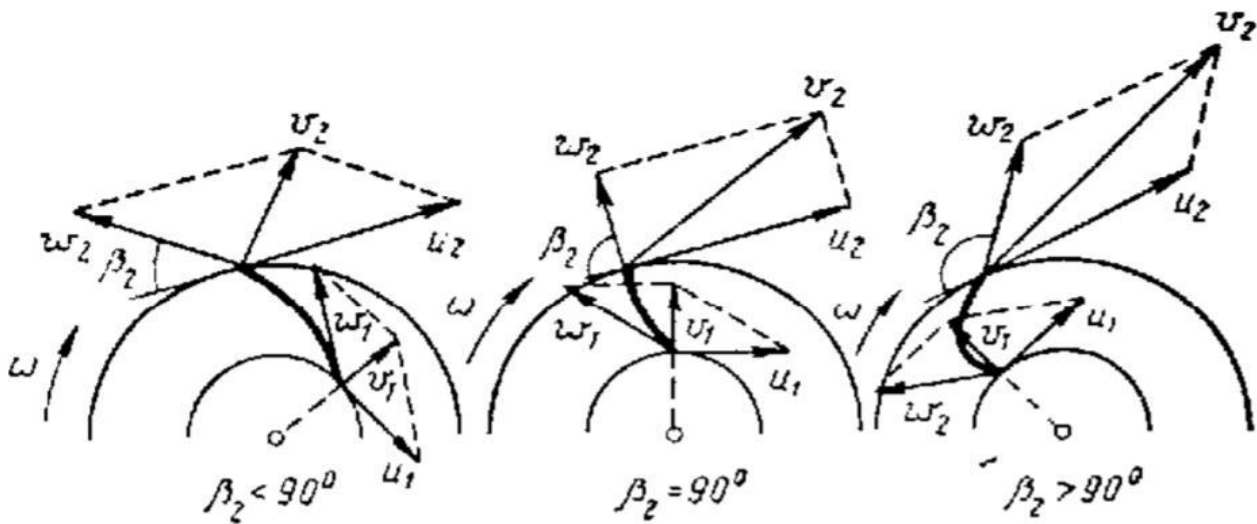


Figure 2.7 : Configuration des aubes selon β_2 .

2.5. Couplage des pompes

Il arrive parfois que la pression ou le débit d'une seule pompe ne répond pas aux exigences d'un client. Pour cela, il est judicieux de coupler plusieurs pompes pour créer des paramètres (P , Q) qui sont supérieurs qu'une seule pompe fonctionnant seule.

Le couplage des pompes peut se faire en série ou en parallèle.

2.5.1. Couplage de deux pompes en série :

Pour réaliser un couplage de deux pompes en série il faut lier l'orifice de refoulement de la première pompe à l'orifice d'aspiration de la deuxième pompe.

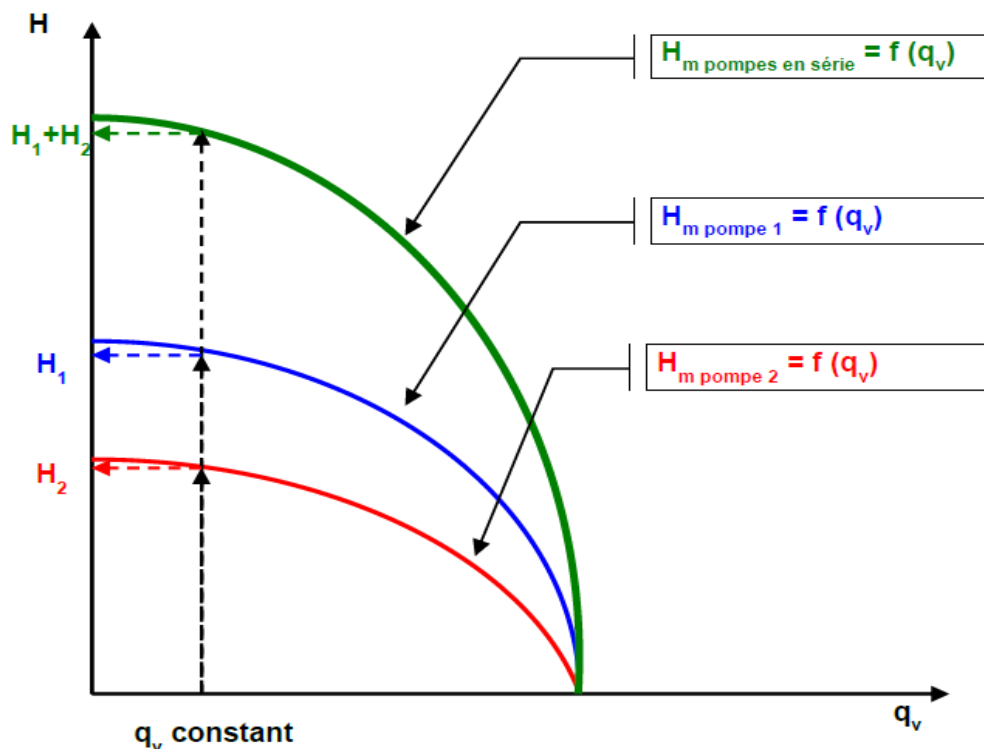


Figure 2.8 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série .

Dans le couplage des pompes en série, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 = Q_2 \\ H_t = H_1 + H_2 \end{cases}$$

2.5.2. Couplage de deux pompes en parallèle

Ce type de couplage est utilisé pour augmenter le débit refoulé en gardant la même hauteur initiale.

Dans ce type de couplage, deux cas peuvent se présenter :

- Cas de deux pompes identiques (ayants les mêmes caractéristiques) ;
- Cas de deux pompes non identiques (n'ont pas les mêmes caractéristiques).

Dans le couplage des pompes en parallèle, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 + Q_2 \\ H_t = H_1 = H_2 \end{cases}$$

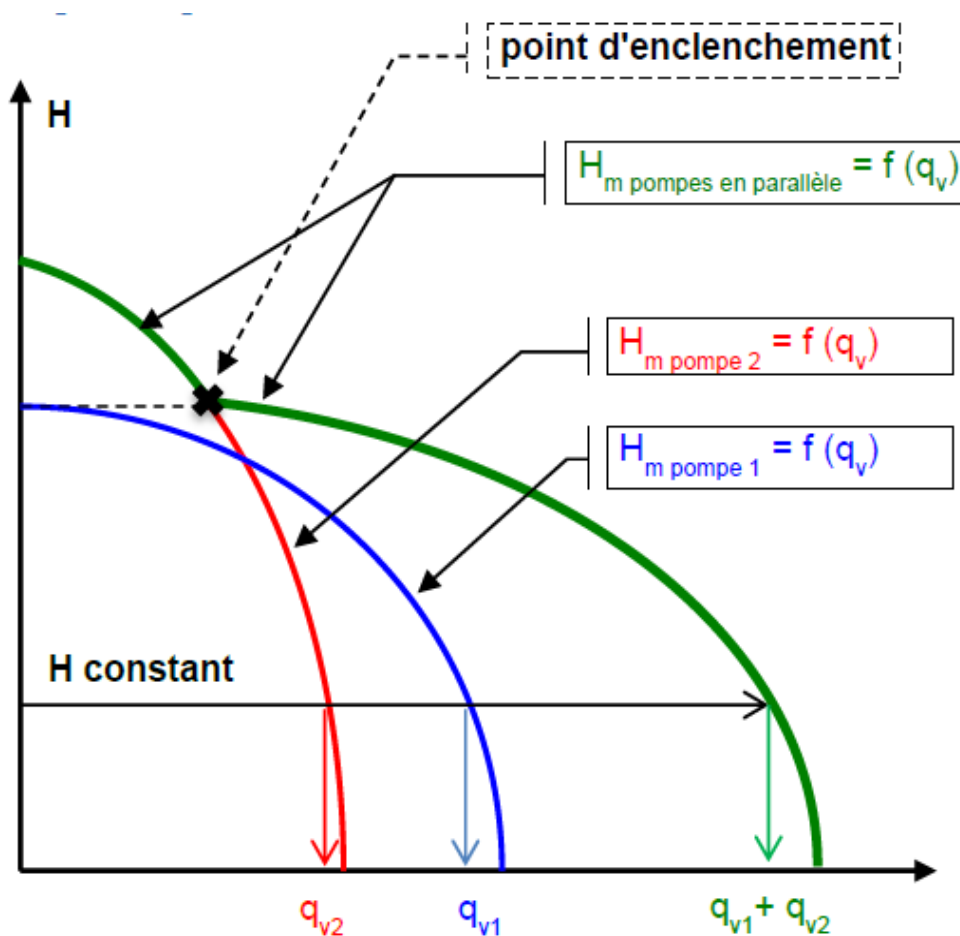


Figure 2.9 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle (cas de deux pompes identiques)

2.6. Cavitation dans les Pompes

2.6.1. Définition

La cavitation est provoquée par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé **à l'entrée de la roue**. Cela a pour conséquence un rendement (hauteur de refoulement) et une efficacité moindres et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

Par l'expansion et l'éclatement (implosion) de petites bulles d'air dans des zones à haute pression (par exemple, à un état avancé, à la sortie de la roue), des explosions microscopiques provoquent des impacts qui endommagent ou détruisent l'hydraulique. Les premiers signes sont le bruit provenant de l'entrée de la roue et les dommages qui lui sont causés.

Le **N.P.S.H** (**Net Positive Suction Head**) - *Tête d'aspiration positive nette*- est une valeur importante de la pompe centrifuge. Il indique la pression minimale requise par ce type de pompe afin de fonctionner sans cavitation, c'est-à-dire la surpression nécessaire pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide.

2.6.2. Origine et critères de la cavitation

La dépression peut avoir trois origines différentes connues à ce jour :

- Elle peut être liée à un écoulement de liquide à forte vitesse, par exemple par effet de Venturi, ou bien au voisinage d'une pale dans une pompe ;
- Elle peut être liée aux variations de densité d'un liquide soumis à une onde acoustique, en générale des ultrasons de puissance. On parle donc d'une cavitation acoustique ;
- Elle peut être liée à une forte exposition à l'énergie lumineuse. On parle donc de la cavitation optique.

2.6.3. Conséquences de la cavitation

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

- Chute brutale du rendement ;
- Des vibrations violentes dues à la résorption des bulles, accompagnées d'un bruit intense ;
- Une érosion des surfaces solides due à la fois aux vibrations et, sans doute, à une attaque chimique par l'oxygène qui existe dans les bulles.

La cavitation apparait sous deux formes :

- ↳ Cavitation globale : à l'entrée d'une pompe par exemple lorsque celle-ci n'est pas en charge ;
- ↳ Cavitation locale : aux extrémités des pales d'une turbine par exemple.



Figure 2.10 : Dégâts par cavitation

2.6.4. NPSH des pompes et des installations

NPSH (Net Positive Suction Head), encore appelée hauteur d'aspiration nette positive. Il est rattaché au phénomène de cavitation. De même que la hauteur d'élévation, le débit et la puissance, il représente pour une pompe une des données les plus importantes.

On distingue le NPSH de l'installation (disponible) $NPSH_{disp}$ et le NPSH de la pompe ou nécessaire (ou requis) $NPSH_{req}$. Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

Cette condition doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe, c'est le cas lorsque le $NPSH_{disp}$ (m) est supérieur d'environ 0,5 m au $NPSH_{req}$ (m).

3. Ventilateurs

3.1 : Introduction

Le rôle des ventilateurs (comme toute turbomachine génératrice) est de transférer au fluide la plus grande part de l'énergie qui leur est fourni au rotor. Cette élévation d'énergie mécanique s'accompagne d'une élévation de pression totale. Pour les ventilateurs on définira cette élévation d'énergie entre l'entrée et la sortie de la machine par la charge nette (équivalent de la hauteur nette pour les pompes véhiculant un liquide).

$$X_n = P_{t2} - P_{t1} = \rho \cdot g \cdot h_n$$

Ces machines peuvent ne comporter qu'une roue brassant l'air d'un grand espace comme pour les ventilateurs de table ou certains ventilateurs de four. Elles peuvent être placées dans une ouverture ménagée dans une cloison afin d'assurer le renouvellement d'air d'une pièce.

Le plus fréquemment le rotor tourne dans une enveloppe munie d'un orifice d'aspiration et de refoulement, l'un d'entre eux étant relié à une conduite dans laquelle la machine fait circuler un fluide.

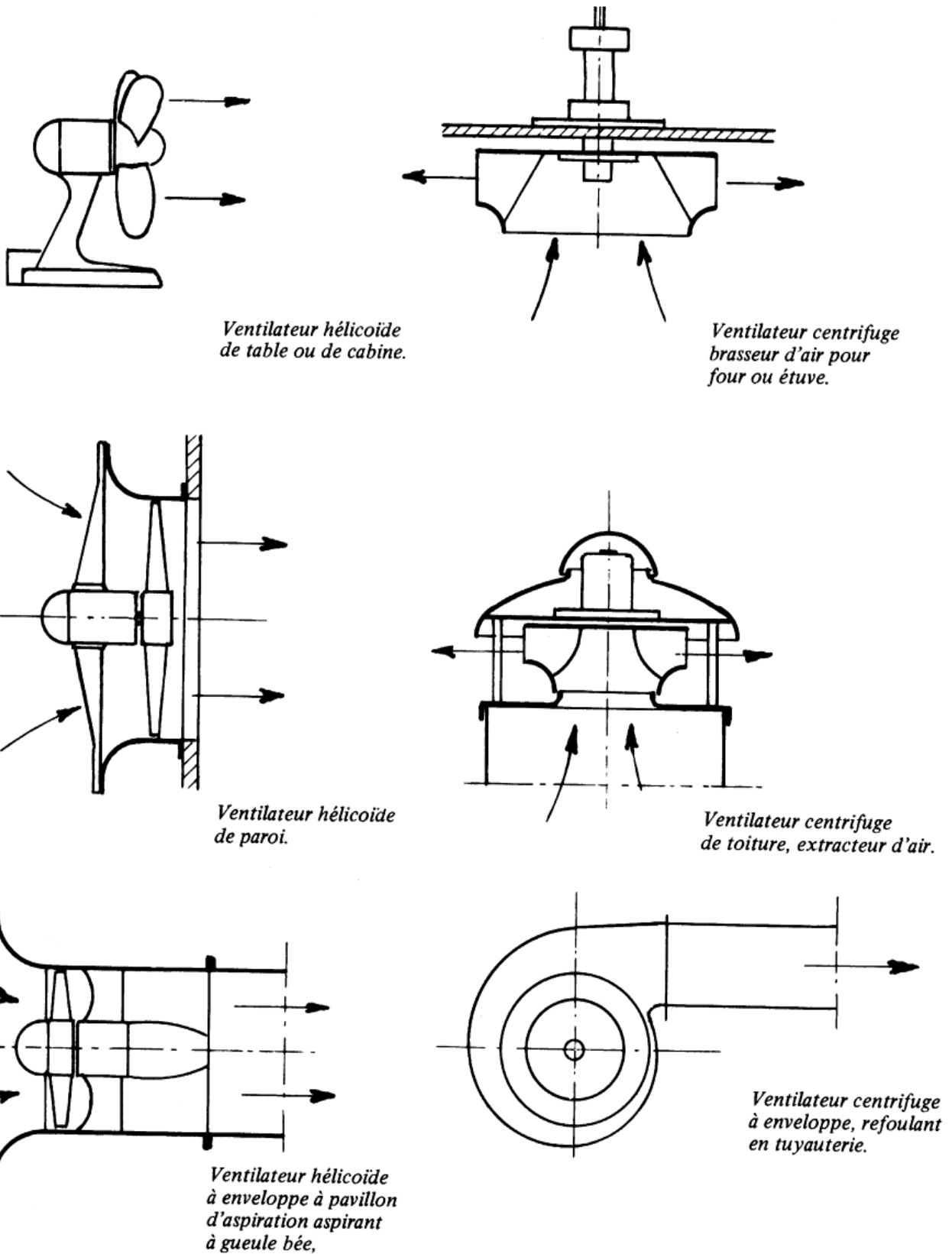


Figure 2.11 : différents types de ventilateurs

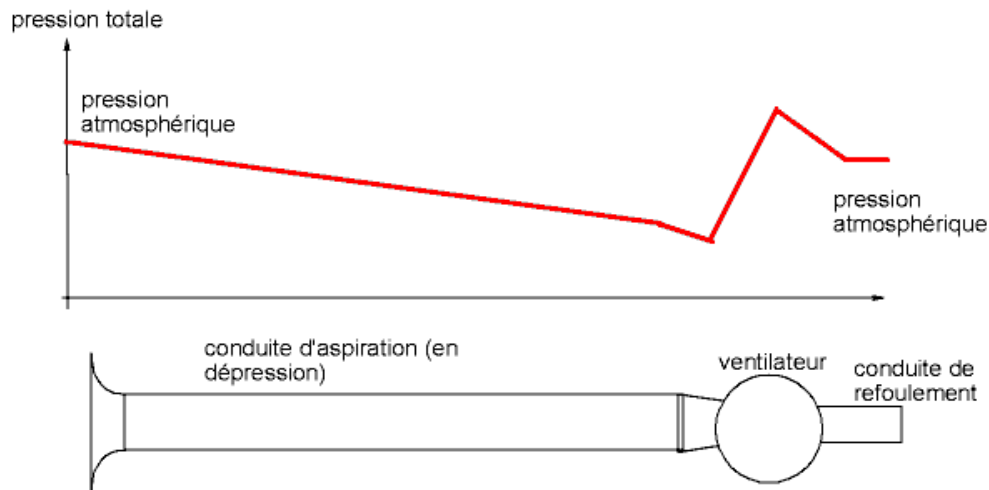


Figure 2.12 : exemple d'un ventilateur monté en aspiration (diagramme des pressions)

3.2 : Ventilateurs centrifuges

On distingue deux types de construction des ventilateurs centrifuges :

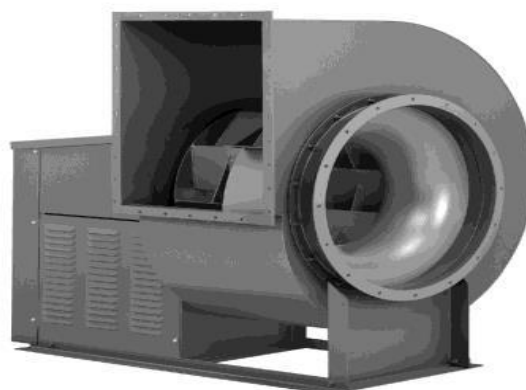
- les ventilateurs possédant une roue à réaction

Pour ce type de ventilateur les aubages sont couchés vers l'arrière ce qui permet de mieux contrôler l'écoulement relatif dans la roue (éviter les décollements). Ce type de ventilateur possède en général un rendement plus élevé et produit moins de bruit que celui possédant une roue à action. En outre ce type de ventilateur est utilisé pour des applications nécessitant une grande différence de pression entre la sortie et l'entrée du ventilateur (circuit avec de grandes pertes de charge)

- les ventilateurs à action (aubages courbés vers l'avant)

sont intéressants car fournissant également une grande variation de pression entrée-sortie, sur une plus grande gamme de variation de débit (voir courbe figure 2-11) et pour un encombrement moindre. En revanche leur rendement est beaucoup plus faible (décollements dans la roue) et le bruit généré plus important.

Les ventilateurs centrifuges possèdent des caractéristiques intéressantes (encombrement, variation de pression pour les applications de climatisation).



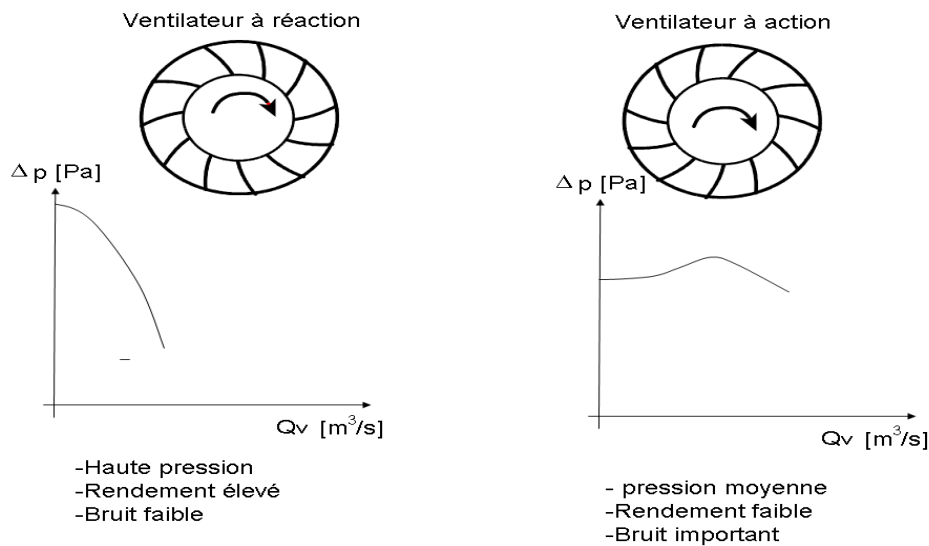


Figure 2.13 : Types de roues de ventilateur centrifuge avec allure des caractéristiques de fonctionnement

3.3 : Ventilateur axiaux ou hélicoïdes

Dans un ventilateur axial l'aspiration et le refoulement de l'air ont lieu suivant l'axe de rotation de la machine. L'hélice du ventilateur est composée de pales (entre 4 et 20) fixées sur un moyeu. Le rapport de moyeu est défini comme étant le rapport du diamètre du moyeu d divisé par celui de l'hélice D

$$(R_{moy} = \frac{d}{D}).$$

- les ventilateurs hélicoïdes de rapport de moyeu faible ($0,25 < R_{moyeu} < 0,4$) sont utilisés pour faire circuler des débits importants avec une élévation de pression faible
- les ventilateurs hélicoïdes de rapport de moyeu important ($0,5 < R_{moyeu} < 0,7$) sont utilisés pour faire circuler des débits modérés avec une élévation de pression moyenne

Ce type de ventilateur est utilisé en ventilation, désenfumage, ventilateur de batterie aileté (échangeur)

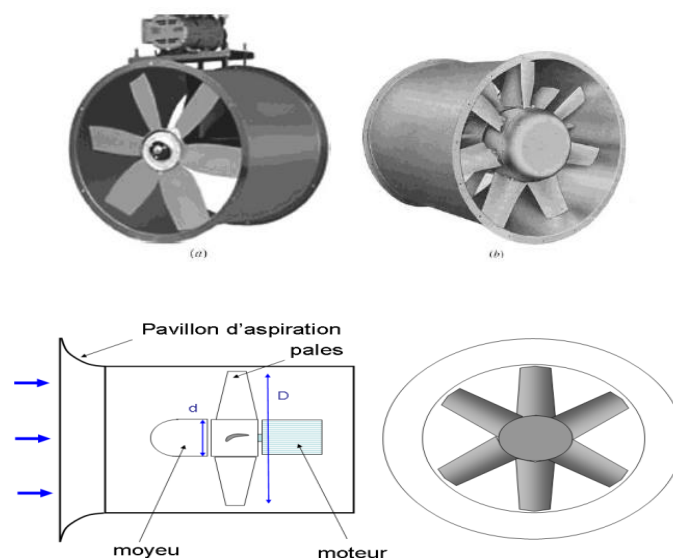


Figure 2.14 : ventilateur axial ou hélicoïde.

III. Chapitre 3 : Turbines hydrauliques

3. TURBINES HYDRAULIQUES

3.1. Définition

Les turbines hydrauliques sont à l'inverse des pompes des machines à fluides capables d'en extraire de l'énergie. Le fluide cède donc de l'énergie dont une partie sera récupérée sur l'arbre de la turbine sous forme d'énergie mécanique : $P=C\omega$. Du point de vue du fluide, la puissance mécanique P_m est négative. En changeant le signe de P_m , on obtient une quantité positive P_i appelée puissance interne ou puissance indiquée :

$$P_i = \rho Q_v (U_1 C_1 - U_1 C_1)$$

En général, on classe les turbines en deux catégories ; turbines à action et turbines à réaction.

3.2. Turbine à action et à réaction

3.1.1. Les turbines à action

La diminution de la charge est due exclusivement à la perte d'énergie cinétique :

$$\Delta H = \Delta \left(\frac{V^2}{2g} \right), \text{ or } H \approx \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} \Rightarrow \Delta p = 0$$

On définit alors le degré de réaction par :

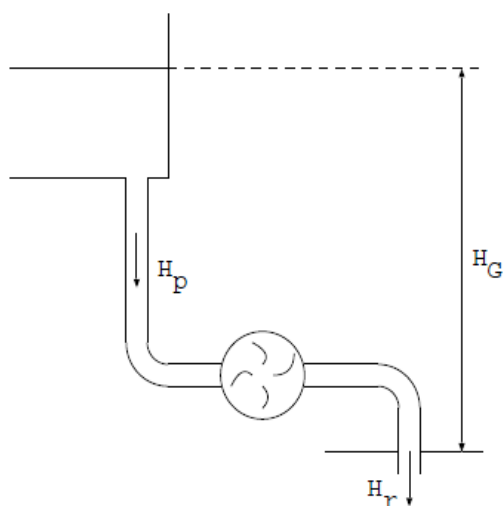
$$r = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H} \quad \text{ou} \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho N^2 D^2}$$

Ici $r = 0$. Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel.

5.1.2. Les turbines à réaction

Dans ce cas, $r \neq 0$, l'énergie hydraulique transmise se présente sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression. Le transfert d'énergie de pression nécessite une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi le rotor et les aubes sont noyés dans le fluide [3].

3.3. Bilan d'énergie



- H_G : hauteur de génératrice.
- H_p : hauteur de perte (perte de charge régulière et singulière).
- H_r : hauteur résiduelle à la sortie de la turbine, le fluide dispose d'une énergie $\rho g q_v H_r$ qui n'est pas récupérée sur l'arbre de la turbine.

On appelle hauteur nette :

$$H_n = H_G - H_p - H_r$$

Toute cette énergie (H_n) ne sera pas intégralement transférée au rotor. En effet, en traversant les organes fixes et mobiles, le fluide perd de l'énergie par frottement et par choc. On désigne ces pertes par perte de charge interne ΔH_i . Seule l'énergie restante (hauteur interne) est transférée au rotor :

$$H_i = H_n - \Delta H_i$$

L'énergie disponible au rotor est :

$$C_i \omega = \rho g Q_v H_i$$

Où C_i désigne le couple interne. Sa puissance mécanique disponible en bout d'arbre est :

$$C \omega = C_i \omega - P_f$$

Où P_f est la puissance dissipée par frottement au niveau des paliers.

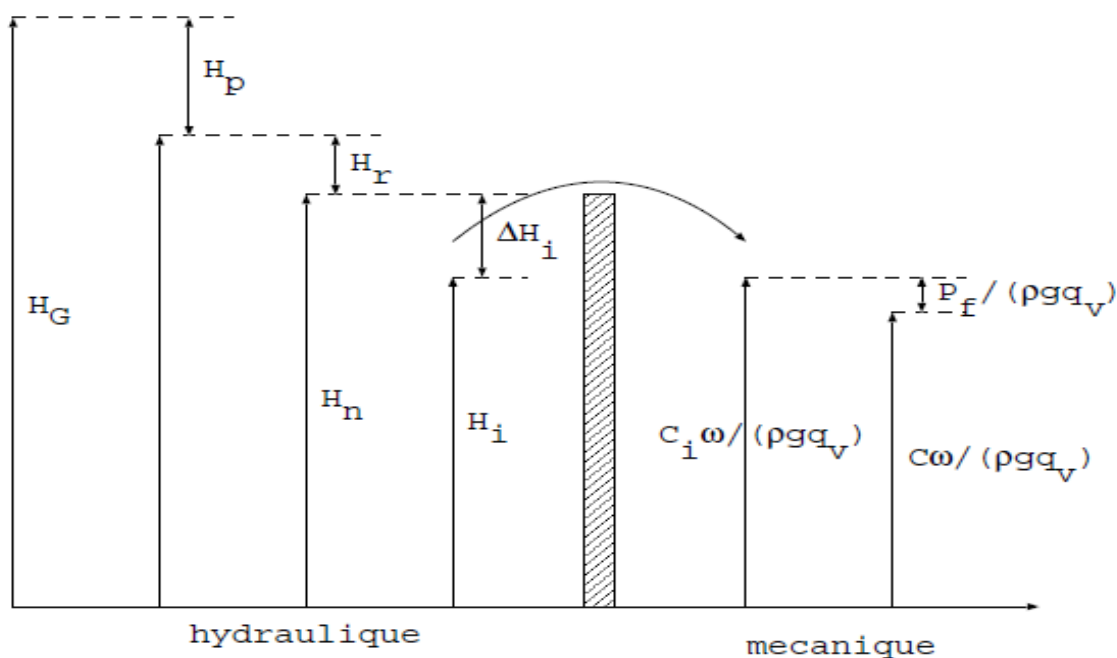


Figure 3.1 : Diagramme de transfert d'énergie pour une turbine [3]

3.4. Turbine Pelton

Cette turbine doit son nom à Lester Allan Pelton (1829-1908) qui en cherchant de l'or en Californie, a conçu une roue avec des cuillères périphériques, que l'on appelle augets, pour utiliser l'énergie cinétique provenant d'un jet d'eau sortant d'un tuyau.

Elle travaille à débit relativement faible sous une hauteur de chute élevée (300 m à 1200 m, voire davantage) avec une grande vitesse de rotation.

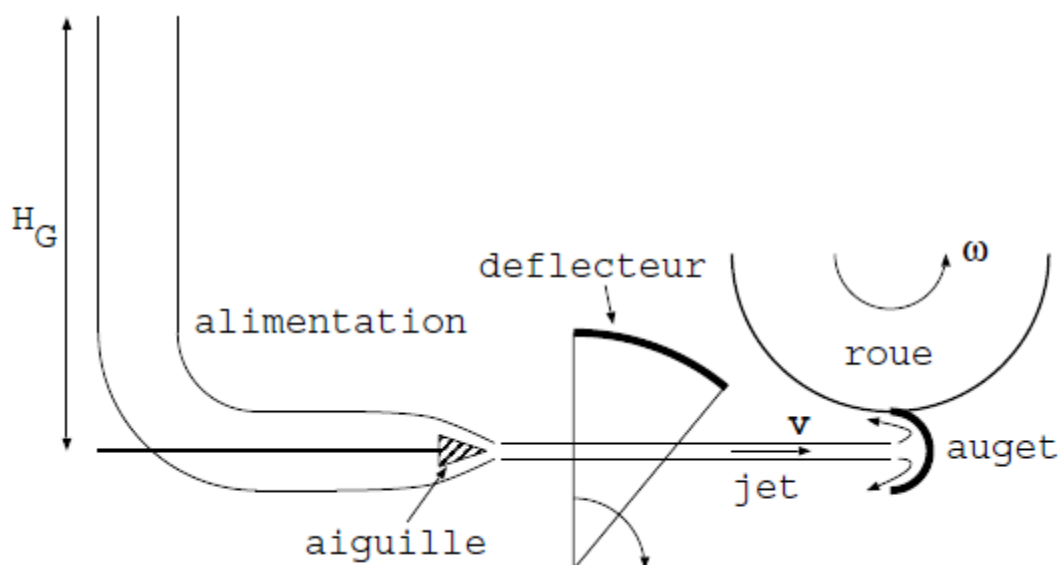
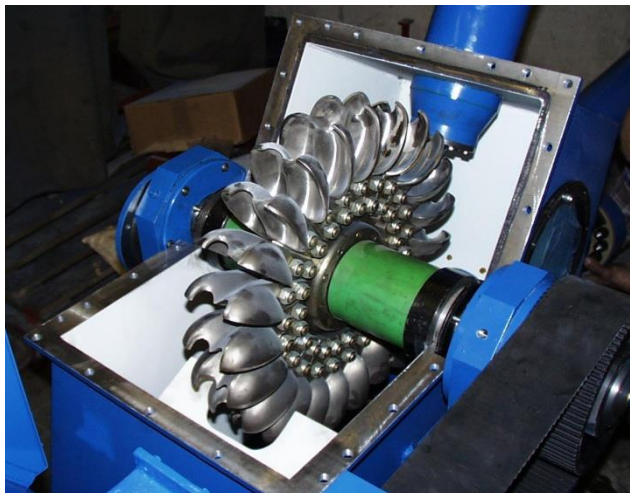


Figure 3.2 : Schéma de principe d'une turbine Pelton

Le jet exerce une force F sur l'auget qui conduit à un couple moteur qui fait tourner la roue de la turbine. L'injecteur est relié au réservoir (H_G) amont par une conduite forcée.

L'aiguille coulisse dans la partie convergente de l'injecteur soit par une commande manuelle soit par un servo-moteur. Le déplacement de l'aiguille fait varier la section de sortie et par conséquent le débit. En effet, on a :

$$\frac{V^2}{2g} = H_G - \Delta H_{\text{tuyaux}} - \Delta H_{\text{injecteur}}$$

Comme H_G est très grand et que le tuyau est long,

$$V = \sqrt{2g(H_G - \Delta H_{\text{tuyaux}})}.$$

Quand on veut arrêter rapidement la turbine Pelton, on ne ferme jamais brusquement la vanne amont ou l'injecteur en raison des coups de bélier qui pourraient endommager la conduite d'amenée, mais, on dévie le jet grâce à un déflecteur. Ensuite, on ferme lentement l'injecteur. Le déflecteur doit être fixé solidement pour résister aux efforts souvent énormes exercés par le jet.

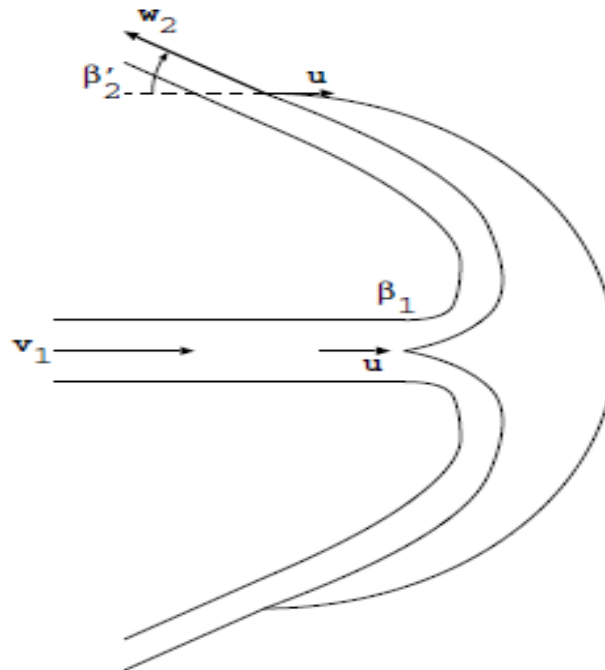


Figure 3.3 : Coupe de l'auget d'une turbine Pelton

3.5. Turbine Francis

La turbine Francis est une turbine à réaction.

Pour ce type de turbines, on utilise à la fois l'énergie cinétique et l'énergie de pression. Cette dernière nécessite pour le transfert une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi les aubes sont noyées.

Deux principes sont à la base de leur fonctionnement.

- La création d'un tourbillon à l'aide d'une bêche spirale d'aubages directeurs (directrices) ou des deux à la fois.
- La récupération du mouvement tourbillonnaire par les aubes d'une roue mobile en rotation qui épousent les filets d'eau afin de leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

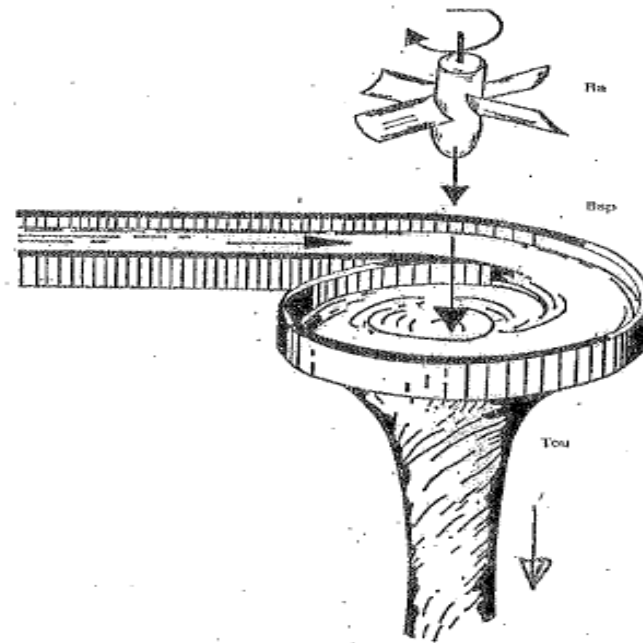


Figure 3.4 : Principe de fonctionnement d'une turbine Francis (à réaction)

Les aubages se comportent comme une aile d'avion. La portance qui en résulte induit un couple sur l'arbre de la turbine et fait avancer l'aube à une vitesse d'entraînement.

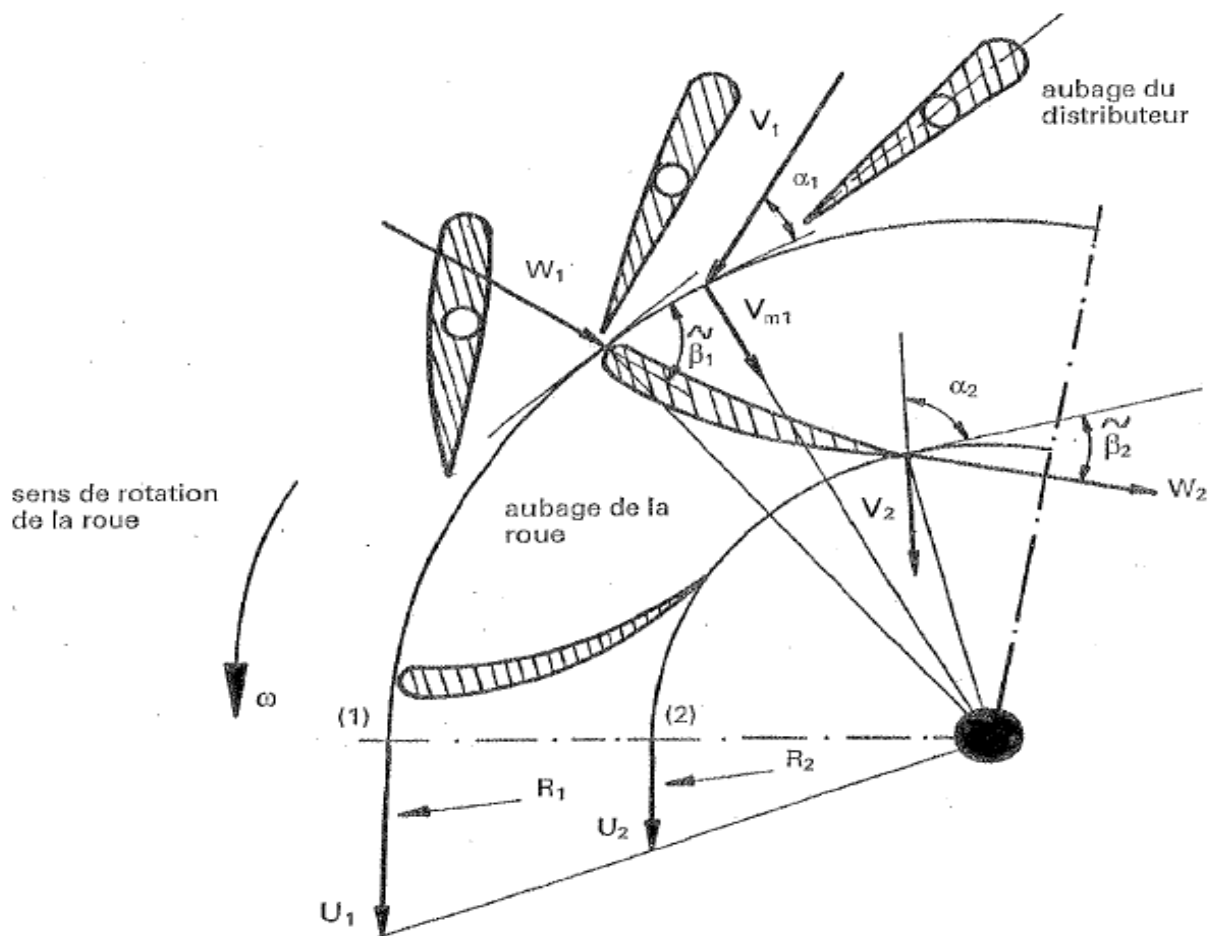


Figure 3.5 : Triangle des vitesses d'une turbine Francis .

Les caractéristiques générales d'une turbine Francis sont les mêmes que celles d'une pompe :

$$H_n = H_{th} + \Delta H_{choc} + \Delta H_f$$

et

$$\eta = \frac{H_{th}}{H_n}$$

3.6. Turbine Kaplan

La turbine Kaplan est une machine à réaction du type axial qui doit son nom à l'ingénieur autrichien Victor Kaplan (1876-1934) qui a enseigné à l'université Technique de Brno en République Tchèque. Les éléments principaux d'une turbine Kaplan sont semblables à ceux d'une turbine Francis, soit, une bêche spirale, un distributeur avec des aubes directrices, un rotor et finalement un diffuseur .

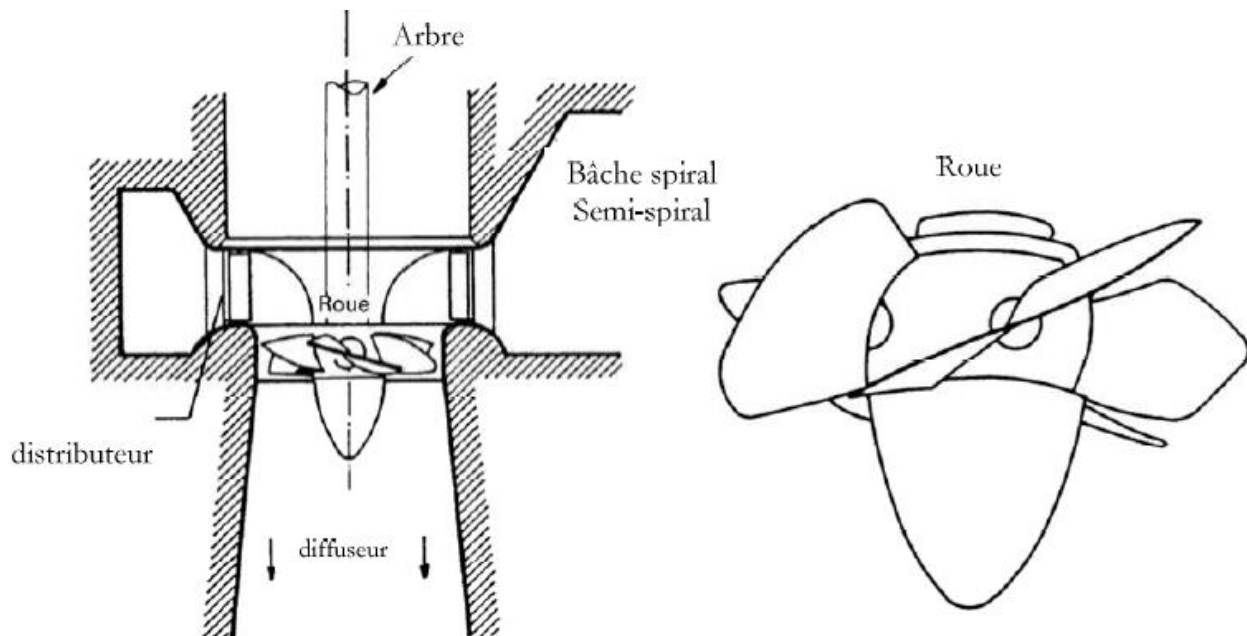


Figure 3.6 : Schéma représentatif de la turbine Kaplan ou à hélices

L'écoulement dans ce type de turbine est axial de sorte que la vitesse périphérique à l'entrée et à la sortie du rotor est essentiellement la même ($U_1 = U_2$).

3.7. Choix d'une turbine pour une application :

Les turbines utilisées dans les installations à hauteur de chute élevée sont généralement appelées **turbines à impulsion**. La famille des turbines à impulsion comprend : les turbines Pelton, Turgo, Banki-michell et les turbines à impulsion radiale. Les pales de ces turbines à impulsion recueillent l'énergie d'un jet d'eau à haute vitesse puis finissent leur course dans l'air.

Les petites turbines hydrauliques peuvent atteindre des rendements d'environ 90 % .

On veillera à choisir la meilleure turbine pour chaque application, étant donné que certaines donnent un bon rendement que dans une plage limitée de débits (ex. : les turbines à hélice à pales fixes).

Pour la plupart des petites centrales au fil de l'eau où le débit varie considérablement, il est préférable de faire appel à des turbines qui donnent un bon rendement dans une vaste gamme de débits (ex. : Kaplan, Turgo et à écoulement transversal). On peut également utiliser plusieurs turbines qui fonctionnent dans une plage limitée de débits et à vitesse variable pour s'adapter aux variations du débit.

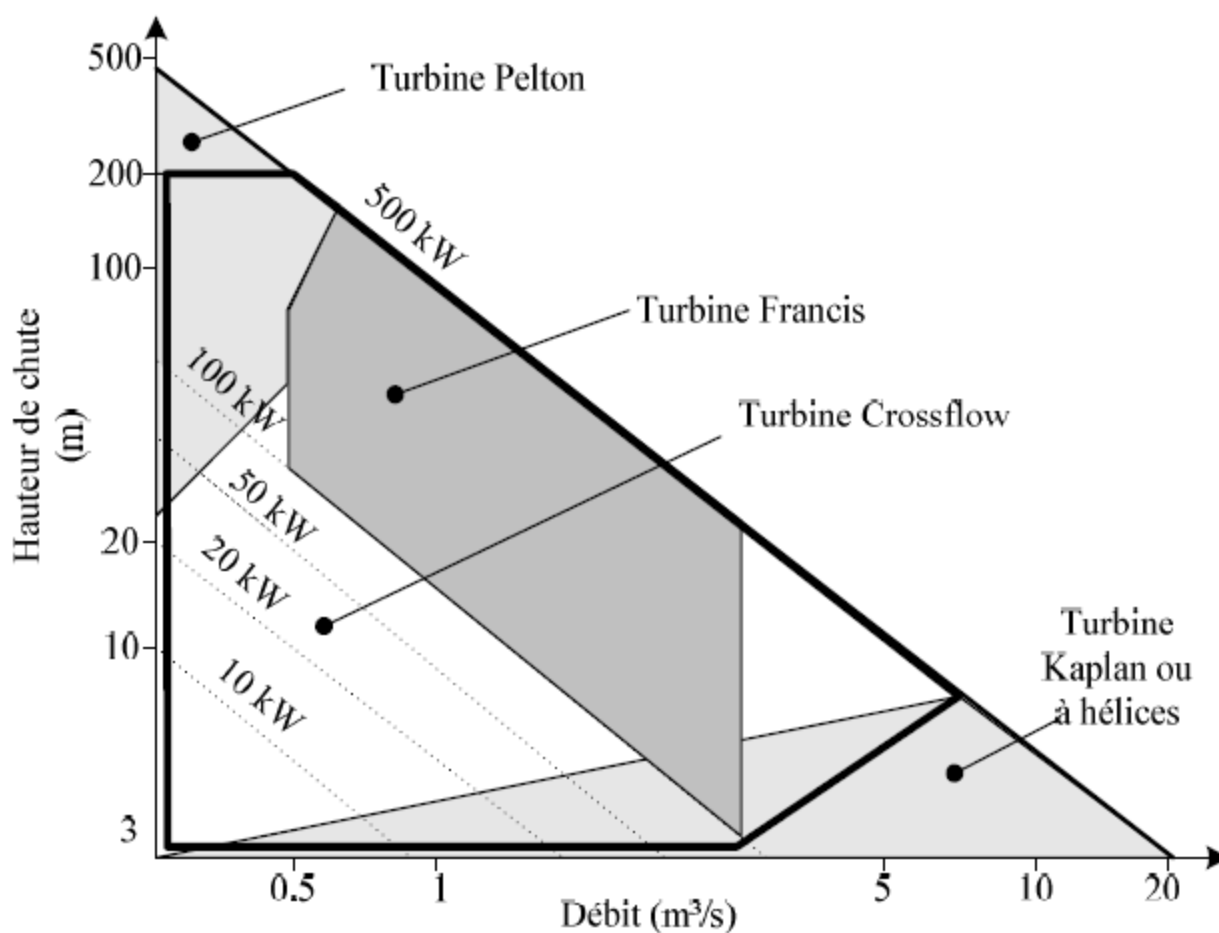


Figure 3.7: Choix des turbines hydrauliques pour les microcentrales hydroélectriques.

Références Bibliographiques

- [1] JENNY M. Turbomachines – énergie hydraulique et éolienne, école de mines de Nancy, 2017-2018.
- [2] AMOR A. Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel CFX, Thèse de magistère U. H. B. Chlef, 2010-2011.
- [3] BOUDJELLA A. Cours de thermodynamique 2, université des sciences et de la technologie d'Oran.
- [4] KRYSINSKI J. Turbomachines Théorie Générale, OPU Ben AKnoun (Alger), 1986.
- [5] REGGIO M., TREPANIER J-Y. Théorie des Turbomachines, Ecole polytechnique de Montréal
- [6] Techniques de l'ingénieur : articles relatifs à la similitude des pompes.
- [7] Techniques de l'ingénieur : articles relatifs aux turbomachines.
- [8] TROSKOLANSKI A. T. Les Turbopompes .Théorie .Tracé. Construction, Edition Eyrolles, 1977.
- [9] YUCEFI A. Cours de mécanique des fluides 1, université des sciences et de la technologie d'Oran.
- [10] YUCEFI A. Cours de turbomachines, université des sciences et de la technologie d'Oran.

Série (01) : Théorie générale, théorème d'Euler

Exercice 1

Nous donnons pour une pompe hydraulique les paramètres suivants : débit volumétrique égale à $1,5 \text{ m}^3/\text{min}$; Diamètre de sortie D_2 égale 200 mm, section de sortie S_2 égale $0,2D_2^2$ et la vitesse relative à la sortie de la roue est égale à 6 m/s.

- 1) Calculer l'angle de construction β_2 , avec $U_2=22 \text{ m/s}$
- 2) Calculer la vitesse de rotation N .

Exercice 2

Une roue d'une pompe centrifuge refoule une quantité d'eau égale à $0,02 \text{ m}^3/\text{s}$

- 1) Calculer le débit massique
- 2) Calculer la largeur b , d'une aube au niveau d'un diamètre $D = 250 \text{ mm}$ si la vitesse débitante $C_r = 3 \text{ m/s}$.
- 3) Calculer les composantes U_2 et W_2 si on donne $\beta_2 = 20^\circ$; $\alpha_2 = 30^\circ$; $D_2 = 400 \text{ mm}$ et $b_2 = 12 \text{ mm}$.

Exercice 3

Une pompe centrifuge a les paramètres suivants : $D_2 = 200 \text{ mm}$; $b_2 = 30 \text{ mm}$; $N = 3000 \text{ tr/min}$; $\alpha_2 = 15^\circ$ et le débit volumétrique est égale à 3000 l/min .

- 1) Calculer C_2 , H_{th} , β_2 et W_2
- 2) Tracer le triangle des vitesses à la sortie en respectant la dimension de chaque vitesse.

Exercice 4

Une pompe centrifuge possède les caractéristiques suivantes : $N = 1500 \text{ tr/min}$; $r_1 = 15 \text{ mm}$; $r_2 = 100 \text{ mm}$; $\beta_1 = 30^\circ$; $\beta_2 = 15^\circ$; la largeur de l'aube est fixe et égale à 10 mm.

- 1) Calculer le débit d'écoulement
- 2) Déterminer les composantes des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie.

Exercice 5

Une pompe centrifuge débite 1440 l/min sous une hauteur manométrique totale de 27 m avec un rendement manométrique de 79%. On admet que la perte interne vaut 5 fois l'énergie cinétique de l'eau dans son mouvement relatif à la sortie. Le diamètre de celle-ci est $D_2 = 0,2\text{m}$ et la section à la sortie $S_2 = 0,2D_2^2$.

- 1) Calculer l'angle β_2
- 2) Calculer la vitesse de rotation N .



Série TD (02) : Installations de pompe



Questions de cours :

- 1- Comment augmenter la hauteur théorique de la pompe hydraulique?
- 2- Explique la relation entre l'angle β_2 et le rendement d'une pompe hydraulique .
- 3- Comment éviter la phénomène de cavitation .

Exercice 1

On désire réaliser une pompe hydraulique fonctionnant à l'eau, à une hauteur manométrique $H = 40$ m. La pompe doit débiter une quantité d'eau de 10 kg/s. On estime les pertes hydrauliques égales à $h'p=0.5$ m et les pertes par frottement du disque négligeables.

- 1) Calculer le travail interne W_i de la pompe
- 2) Calculer la puissance interne P_i du moteur d'entraînement de la pompe si les pertes volumétriques (fuites) $Q_f = 0,2$ m³/s.

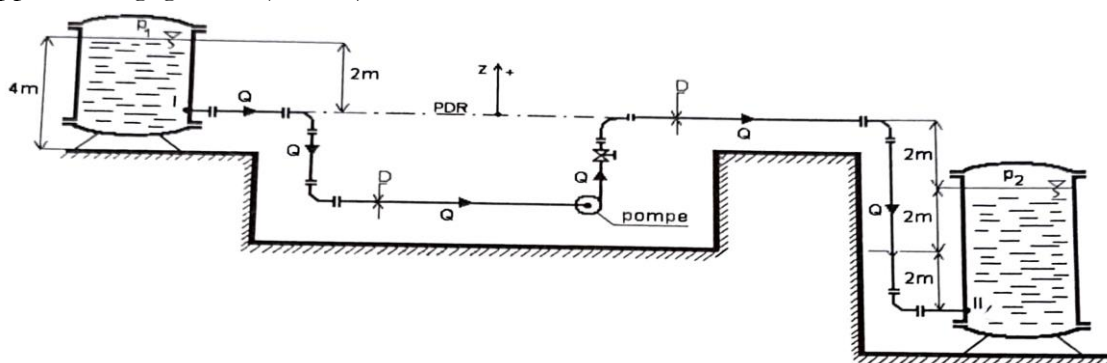
Exercice 2

Une pompe hydraulique est entraînée par un moteur de puissance utile $P_u = 100$ KW. La pompe doit élever l'eau à une hauteur $H = 50$ m. Les pertes par frottement du disque sont estimées à $0,08$ m et les pertes hydrauliques sont égales $0,4$ m.

- 1) Calculer le débit utile de la pompe si les pertes volumétriques sont égales à $0,05$ m³/s.
- 2) Calculer la puissance interne de la pompe.

Exercice 3

On considère l'installation de pompage de la figure (ci-contre), On donne : $p_1 = 0,8$ bar ; $p_2 = 11$ bars ; $\rho = 800$ kg/m³ ; $Q = 0,01$ m³/s ; $h'c = 5,5$ m ; $Da = Dr = 100$ mm. Les pertes volumétriques sont supposées négligeables ($Q_{int}=0$).



Calculer :

- 1) La hauteur statique H_{st} de la pompe
- 2) La hauteur manométrique H de la pompe
- 3) Le couple d'entraînement théorique C_{th} si les pertes hydrauliques $h'p$ sont égales à 3 m et la vitesse de rotation $N = 1000$ tr/min.

N.b: on donne : $\rho_{eau} = 10^3$ kg/m³, $g = 10$ m/s²

TD (03) : Turbines hydrauliques



Exercice 1

Une installation hydroélectrique a les caractéristiques suivantes: $P = 45 \text{ MW}$, $H = 720 \text{ m}$
 $n = 720 \text{ tr/min}$, $\eta = 0.9$

On considère qu'il n'y a pas des pertes ni dans la conduite forcée, ni dans l'injecteur ,

Déterminer :

- Le type de turbine .
- Le débit .
- Les composantes des vitesses V_1 , V_{r1} , V_{r2} ($D=1.5 \text{ m}$) .

Exercice 2

Une turbine Pelton génère une puissance de $P = 67.5 \text{ kW}$, opère sous une chute de $H = 60 \text{ m}$ et tourne à $N=400 \text{ tr/min}$. Le diamètre de la conduite forcée est $d = 200 \text{ mm}$. Le rapport entre la vitesse des augets u et la vitesse du jet v_j est $u/v_j = 0.46$. Le rendement est $\eta=83\%$

Déterminer:

- Le débit.
- Le diamètre du jet (un seul injecteur) .
- Le diamètre de la roue .
- La vitesse spécifique.

Interrogation (20min):

- Quelle est le but de raccordement des pompes **en série** ou **en parallèle** ? (1Pt)



Exercice (4pt)

Nous donnons pour une pompe hydraulique les paramètres suivants : débit volumétrique égale à $1,7 \text{ m}^3/\text{min}$; Diamètre de sortie D_2 égale 200 mm , section de sortie S_2 égale $0,2D_2^2$ et la vitesse relative à la sortie de la roue est égale à 6 m/s .

- 1) Calculer l'angle de construction β_2 .
- 2) Calculer la vitesse de rotation N , avec la vitesse tangentielle à la roue $U_2= 22 \text{ m/s}$.