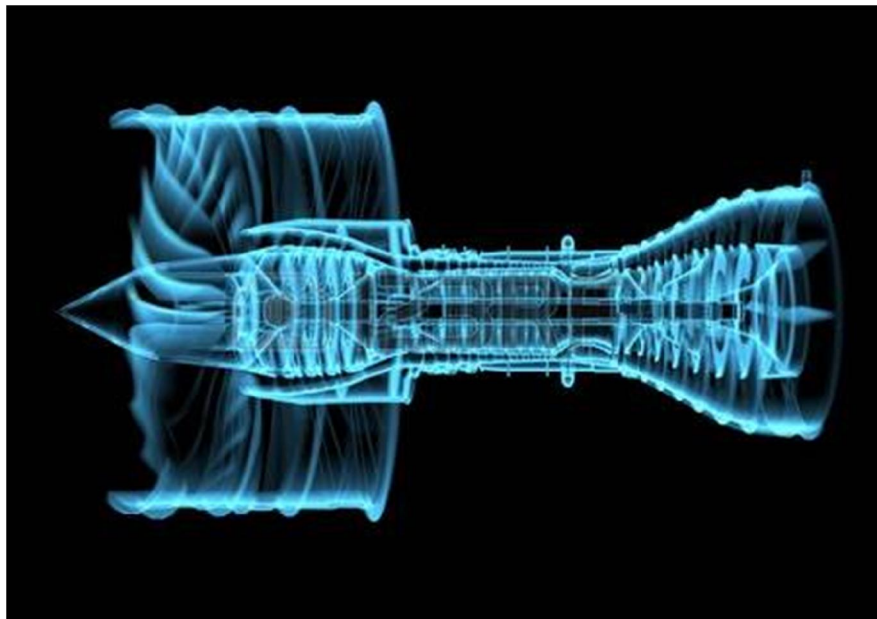


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE ECHAHID HAMMA LAKHDAR EL-OUED



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

Cours de Turbomachines (Niveau Licence & Master) Par Dr.ATIA Abdelmalek



Année Universitaire 2017/2018

Cours de Turbomachines

(Niveau Licence)

Auteur
Dr.ATIA Abdelmalek

Maitre de Conférences au Département Génie Mécanique
Faculté de Technologie
Université Echahid Hamma Lakhdar
El-Oued

Année Universitaire 2017/2018



Préface

Ce cours de Turbomachines

est destiné aux élèves de troisième année Licence et première année Master ayant choisi la filière de Génie Mécanique et spécialité énergétique. Il correspond au module de Turbomachine.

Pour échanger de l'énergie entre un fluide et un système mécanique, on utilise ce qu'on appelle des machines à fluides. Ce sont souvent des machines tournantes ou turbomachines. Le transfert de l'énergie de la machine vers le fluide se fait grâce à des pompes. La transformation inverse est faite par des turbines. Ces dernières peuvent alors, soit transmettre directement l'énergie mécanique à une autre machine à faire fonctionner, soit, à leur tour, échanger leur énergie mécanique avec un alternateur pour la transformer en électricité. L'énergie des fluides provient soit de leur énergie potentielle, dans le cas d'une chute d'eau, soit de leur énergie cinétique dans le cas des éoliennes, soit encore d'une source d'énergie thermique : énergie nucléaire ou énergie de combustion. Les turbomachines sont donc en première ligne pour la production d'énergie utilisable par la société que ce soit à des fins industrielles ou de consommation domestique.

Le cours a pour but de familiariser l'étudiant avec le différent type de turbomachines telles que les pompes, les compresseurs ainsi que les turbines à gaz et vapeur. Les notions d'aérodynamique, de thermodynamique et de mécanique des fluides sont appliquées afin d'établir la modélisation et la compréhension de l'écoulement dans une turbomachine et pour développer des éléments de base pour la conception et la sélection de ces machines.

Je souhaite que ce document apporte un soutien efficace à l'enseignement de module de Turbomachines, et Je reste à l'écoute des critiques et des suggestions.

Table de Matière

Chapitre I : Introduction aux Turbomachines	
1.1	Définition 2
1.2	Classification des Turbomachine..... 2
1.3	Eléments Constitutifs des Turbomachines 4
1.4	Théorie Générale des Turbomachines 6
1.5	Exercices 28
Chapitre III : Pompes Centrifuges	
2.1	Introduction..... 30
2.2	Constitution d'une Pompe..... 31
2.3	Installation D'une Pompe..... 32
2.4	Fonctionnement d'une Pompe Idéale 33
2.5	Puissances 39
2.6	Perte d'énergie 39
2.7	Rendement 42
2.8	N.P.S.H (Net Positive Suction Head)..... 43
2.9	Phénomène de Cavitation..... 46
2.10	Exercices 47
Chapitre III : Turbines Axiales à Fluides Compressibles	
3.1	Introduction..... 49
3.2	Turbine à Gaz..... 49
3.3	Turbine à Vapeur 53
3.4	Les Triangles de Vitesse 57
3.5	Exercices 65
Chapitre IV : Compresseurs Axiaux et Centrifuges	
4.1	Introduction..... 67
4.2	Dispositif d'entraînement..... 71
4.3	Caractéristique d'un Compresseur 71
4.4	Critères de Choix des Compresseurs..... 71
4.5	Compresseurs Axiaux..... 72
4.6	Compresseurs Centrifuges 75
4.7	Pompage des Compresseurs..... 80
4.8	Exercices 81
Chapitre V : Similitude des Turbomachines	
5.2	Variables Indépendantes 83
5.3	Théorème de Vashy-Buckingham 84
5.4	Etablissement de la Matrice dimensionnelle..... 85
5.5	Choix des Grandeurs Fondamentales 85
5.6	Condition d'application de Similitude 87
5.7	Caractéristiques Spécifiques des Turbomachines..... 88
5.8	Exercices 89

1.1 Définition

Les turbomachines forment une catégorie importante d'appareils transformatrice d'énergie par l'utilisation d'un fluide. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin turbinis qui signifie qui tourne ou alors en rotation. Historiquement il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur de mines Claude Burdin (1790-1873).

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie. Essentiellement, on distingue trois types d'applications :

Production d'électricité : turbines à gaz, turbines à vapeur, turbines hydrauliques;

Propulsion : turbines à gaz d'aviation, turbines à gaz de navires;

Industrie lourde : compresseurs centrifuges, turbo-compresseur pour moteur diesel, turbines à vapeur, turbines à gaz, pompes et ventilateurs.

1.2 Classification des Turbomachine

De nombreux critères servent à classer les turbomachines, les plus importants sont les suivants

1.2.1 Selon le sens du transfert d'énergie : On divise alors les turbomachines en deux catégories principales

- Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ;
- Les turbomachines des quelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbines.

1.2.2 Selon la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine : Selon ce critère on a

- Les turbomachines **axiales** dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine ;
- Les turbomachines **radiales** ou **centrifuges** dans lesquelles une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction normale à l'axe de rotation ou radiale ;
 - **Les turbomachines mixtes (Hélicoïdale) dans lesquelles la direction de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.**

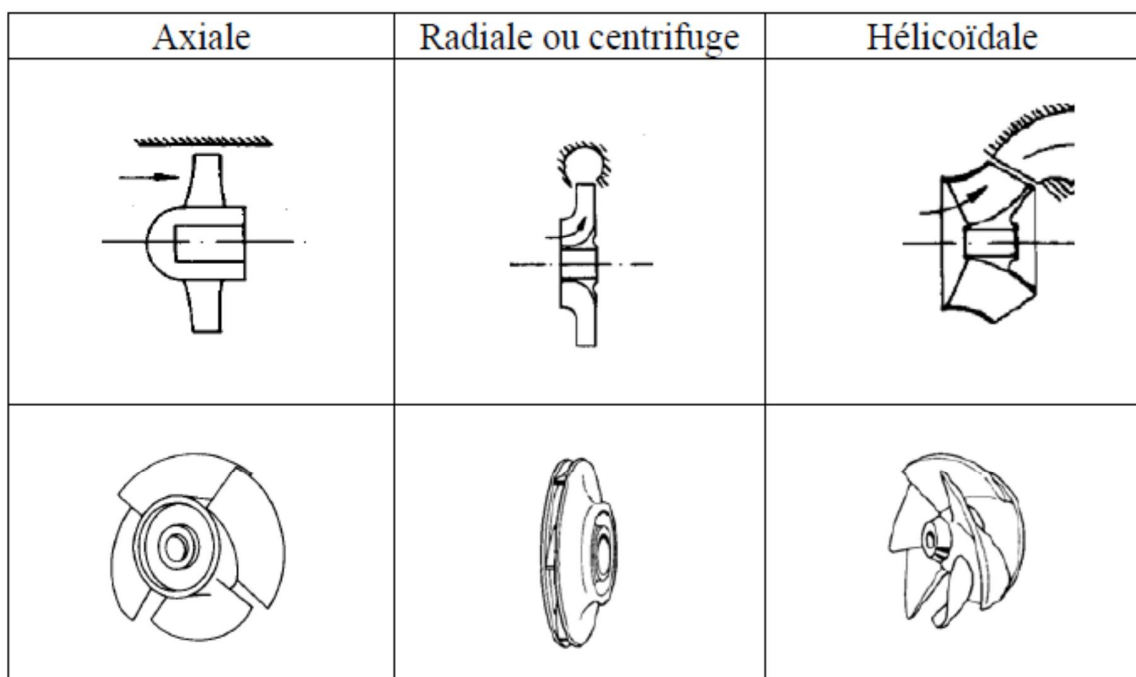


Figure 1.1 trajets du fluide dans une turbomachine.

1.2.3 Selon la nature du transfert énergétique : En particulier on trouve

- les turbomachines à **impulsion** ou à **action** dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression ;
 - **les turbomachines à réaction dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans aucune variation de vitesse ;**
 - **les turbomachines de type combiné dans lesquelles le fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.**

1.2.4 Selon le type d'installation : On distingue deux types

- les turbomachines **encastrées** telles que les pompes centrifuges, les turbines à gaz etc., où le fluide circule à l'intérieur de conduits ;
- les turbomachines **en veine libre** telles que les éoliennes, les hélices d'avion ou de navire.

1.2.5 Selon la nature du fluide : Le fluide peut être compressible ou incompressible

- Le fluide compressible subit des variations dans sa masse volumique ρ dont il faut tenir compte surtout si elles sont importantes.
- Le fluide incompressible ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique.

1.2.6 Selon la fonction de la machine : Il s'agit de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou réciproquement.

- Si la transformation se fait de l'énergie mécanique en énergie hydraulique (énergie fluide), la machine est dite motrice. Une pompe, un ventilateur, un compresseur,..., font partie de ce type de machine.
- Si la transformation se fait de l'énergie hydraulique en énergie mécanique, la machine est dite réceptrice. Une turbine hydraulique, éolienne,... sont des exemples de ce type de machine.

1.3 Eléments constitutifs des turbomachines

Une turbomachine se compose essentiellement de trois organes distincts que le fluide traverse successivement.

Le distributeur : dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

Le rotor : qui est l'organe dont lequel s'effectue l'échange d'énergie. 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.

Le diffuseur : dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée.

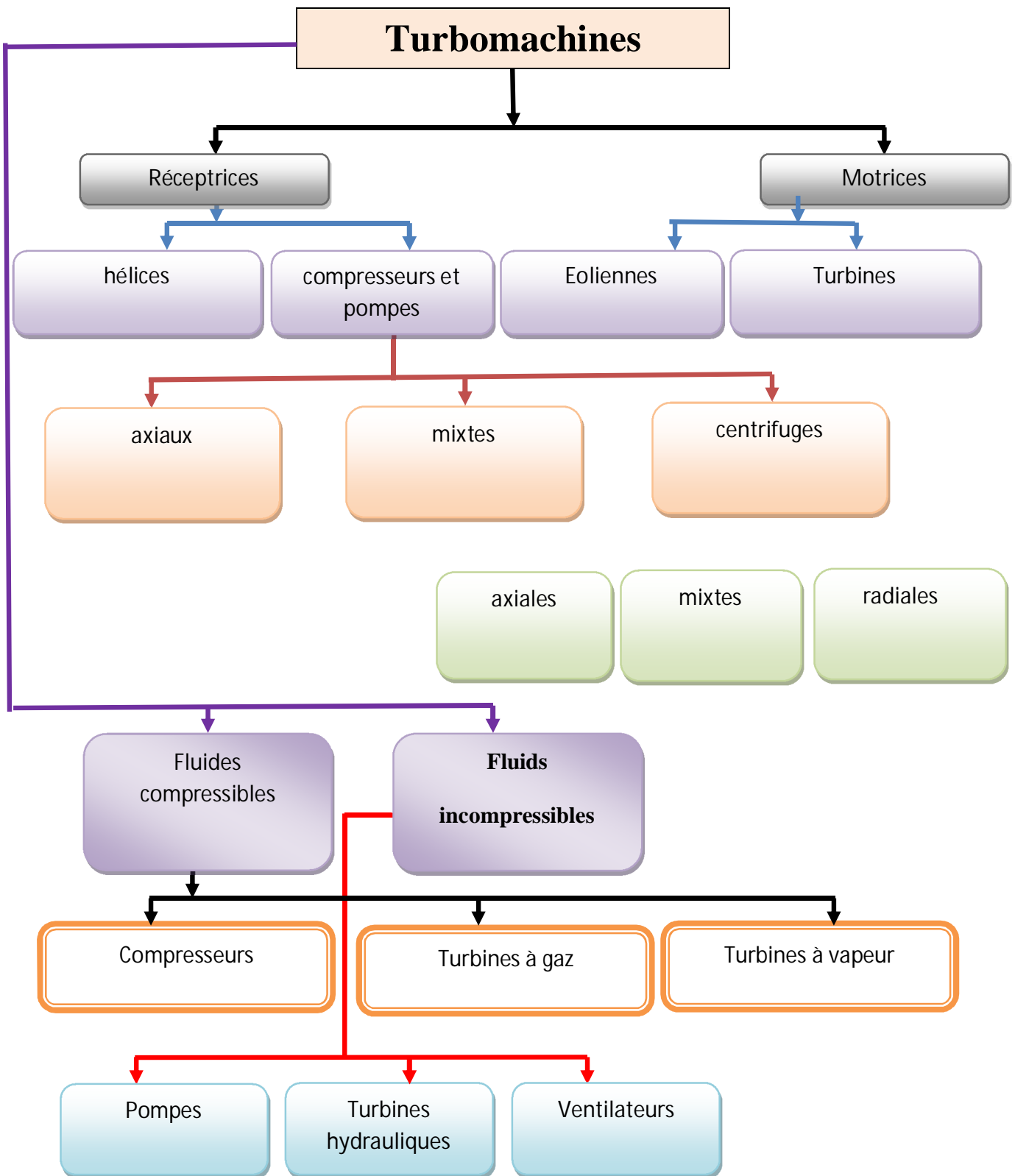


Figure 1.2 classification générale des turbomachines.

Les trois organes n'existent pas dans toutes les turbomachines. Le rotor est toujours présent puisqu'il, constitue l'organe essentiel de la transmission d'énergie. Dans les pompes et les ventilateurs, le distributeur et souvent réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non. Chaque étage d'une machine multicellulaire ne comporte en générale que deux éléments, soit le rotor précédé d'un distributeur, soit le rotor suivi d'un diffuseur.

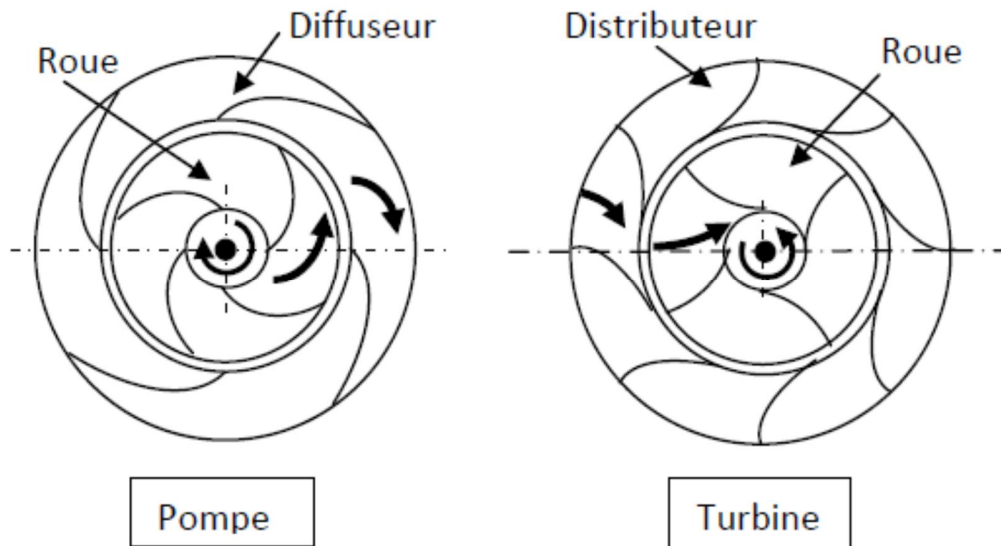


Figure 1.3 Eléments constitutifs des turbomachines

1.4 Théorie générale des turbomachines

1.4.1 Concept de volume de contrôle

L'évaluation des performances globales des turbomachines repose sur une utilisation de l'approche par volume de contrôle telle qu'elle est appliquée aux principes de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. On considère à cet effet, dans un fluide en écoulement, un volume de contrôle (fixe dans l'espace) dans lequel opère le rotor d'une turbomachine. Le volume de contrôle auquel seront appliquées les équations de bilan contient les aubes sur une hauteur ' dr '. Radialement il est délimité par deux surfaces de courant axisymétriques concentriques, dont celle située à l'extérieure contient les points A, B, C, D. Axialement il est délimité par deux sections en forme de couronnes circulaires de rayon r_1 et d'épaisseur dr_1 en amont de la roue, de rayon r_2 et d'épaisseur dr_2 en aval. Ces deux sections sont suffisamment loin des aubes pour supposer que l'écoulement y est uniforme.

Chapitre I

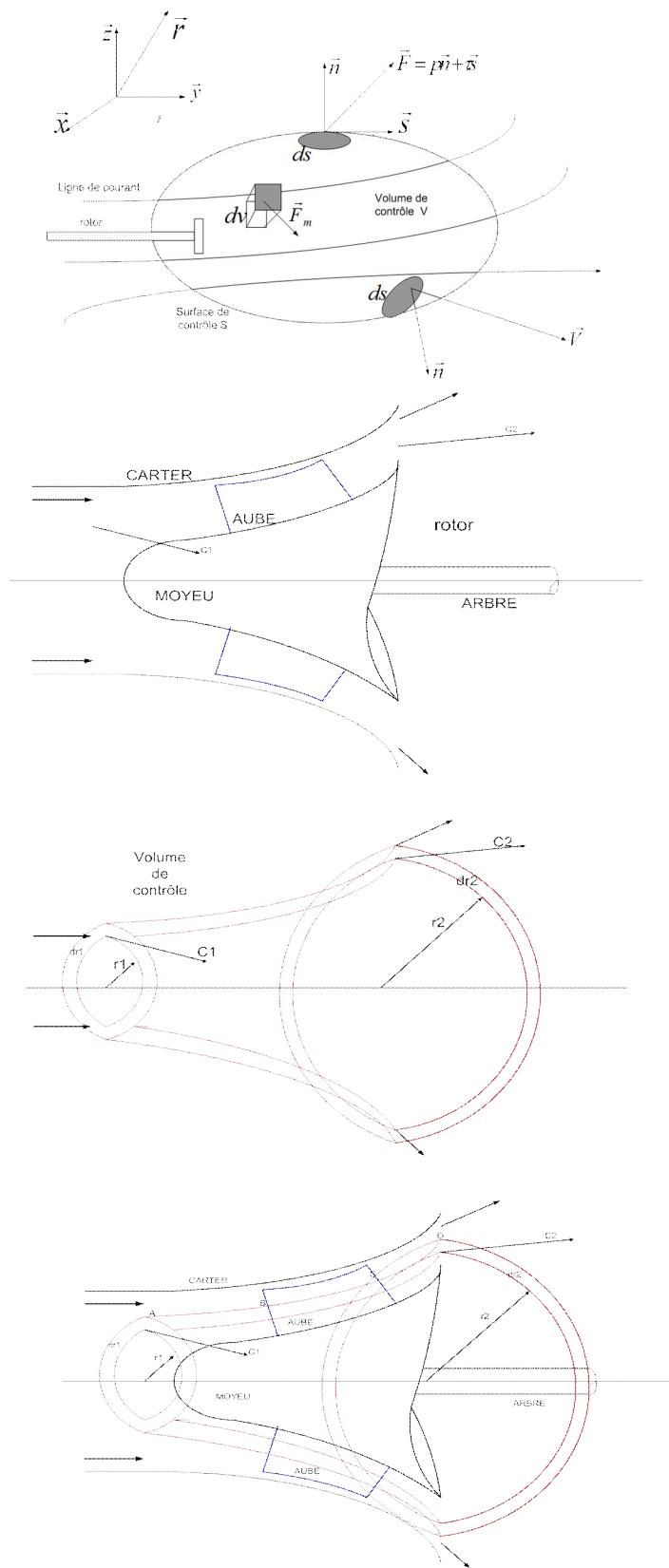


Figure 1.4 volume de contrôle pour une turbomachine

1.4.2 Les équations de bilan

Les équations de bilan appliquée au fluide contenu dans le volume de contrôle défini ci-dessus s'écrit :

$$\frac{dG}{dt} = \iint_S g \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dS + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V g \rho dv \quad (1.1)$$

Ou G représente une grandeur extensive liée au fluide (masse, quantité de mouvement, ...) et g sa densité massique.

- **Bilan de masse :** dans le cas d'absence d'une source l'équation de bilan devra :

$$0 = \iint_S \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dS + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dv \quad (1.2)$$

- **Bilan de quantité de mouvement**

$$\iint_S \vec{C} (\rho \vec{C} \cdot \vec{n}) dS + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \vec{C} (\rho dv) = \iint_S \vec{F}_s dS + \iiint_V \vec{F}_m \rho dv \quad (1.3)$$

- **Bilan du moment cinétique**

$$T = \iint_S \vec{r} \wedge \vec{C} (\rho \vec{C} \cdot \vec{n}) dS + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \vec{r} \wedge \vec{C} (\rho dv) = \iint_S \vec{r} \wedge \vec{F}_s dS + \iiint_V \vec{r} \wedge \vec{F}_m \rho dv \quad (1.4)$$

- **Bilan d'énergie**

$$\frac{dq}{dt} - \frac{dW_s}{dt} = \iint_S (e_0 + \frac{P}{\rho}) \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dS + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho e_0 dv \quad (1.5)$$

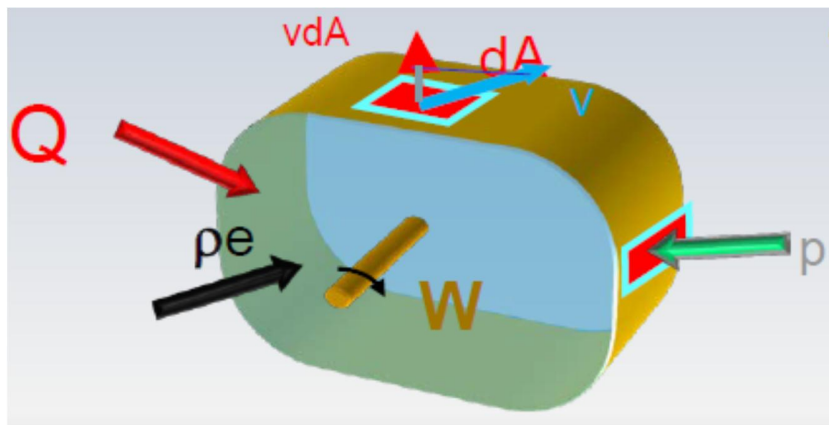


Figure 1.5 bilan d'énergie pour une turbomachine

\vec{F}_s : Force par unité de surface ;

\vec{F}_m : Force par unité de masse.

W_s : Travail effectué à l'intérieur du volume de contrôle, par le rotor et les tensions visqueuses.

q : chaleur transférée ;

$e_0 = u + \frac{C^2}{2} + gz$: Énergie totale.

$h_0 = e_0 + \frac{P}{\rho}$: L'enthalpie totale.

Le taux de travail $[dW_s/dt]$ transféré à travers la surface de contrôle est constitué de diverses contributions :

- la puissance transférée par le rotor (partie la plus importante) : $P_a = T \cdot \omega$;

Ou ω : vitesse angulaire de l'arbre.

- la puissance des forces de pression.

Dans le cas du mouvement permanent et en ne considérant que l'équation du moment et de la quantité de mouvement (la plus utile pour une machine tournante), on obtient :

- **Equation de continuité**

$$\iint_S \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (1.6)$$

- **Equation du moment cinétique**

$$M = \iint_S \vec{r} \wedge \vec{C} (\rho \vec{C} \cdot \vec{n}) dS = \iint_S \vec{r} \wedge \vec{F}_s dS \quad (1.7)$$

- **Equation de l'énergie**

$$\dot{q} = P_a + P_f + \iint_S h_0 \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dS \quad (1.8)$$

1.4.3 Triangle de vitesse

Si on considère une particule (fluide) traverse la roue d'une turbine centripète, à chaque instant et à chaque point nous avons :

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{w}, \quad \text{et } \vec{u} = \vec{\omega} \wedge \vec{r} \quad (1.9)$$

\vec{C} : Vitesse absolue de la particule.

\vec{u} : Vitesse d'entraînement ou circonférentielle. \vec{w} : Vitesse relative de la particule.

\vec{C}_r : Composante circonférentielle (suivant le rayon). \vec{C}_u : Composante radiale.

$\vec{\omega}$: Vecteur vitesse instantanée de rotation. \vec{r} : Rayon.

Les indices 1 et 2 indiquent les sections d'entrée et de sortie de la roue.

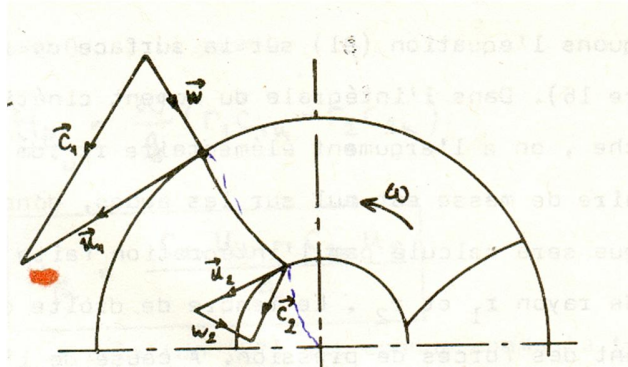


Figure 1.6 Triangle de vitesse lors d'un écoulement radial

1.4.4 Mécanisme de transfert de moment cinétique et d'énergie

L'application des équations de bilan aux cas concrets exige la définition des caractéristiques de l'écoulement (vitesses, champ des forces, masse volumique,...) ; Cette démarche, assez complexe, est souvent laissée à des étapes d'analyse très fine des phénomènes d'écoulement et de simulation des performances avec des degrés de précision élevés. Ceci passe par des calculs longs et coûteux qui ne peuvent être réalisés dans des opérations routinières de bureau d'études. Aussi, pour évaluer les performances d'une machine dans un calcul d'avant-projet, on se contente d'une analyse monodimensionnelle de l'écoulement dont le but principal est d'établir des relations entre ces performances (telles que le rendement, la puissance, les variations de température et de pression ...) et la géométrie de la machine. Dans la suite on admettra les hypothèses suivantes :

- On considère le fluide parfait en écoulement permanent par rapport aux aubages et uniforme en amont et aval de la roue.
- L'écoulement est supposé axisymétrique.
- Le système est adiabatique.

Les équations précédentes seront appliquées à un volume de contrôle contenant une roue de compresseur et on adoptera les notations suivantes :

Système de coordonnées cylindriques : r - direction radiale ; (axe \vec{r})

θ - direction tangentielle ; (axe \vec{u})

a - direction axiale ; (axe \vec{a})

\vec{C} : vitesse absolue du fluide ; $\vec{C} \begin{cases} C_r : \text{composante radiale} \\ C_u : \text{composante tangentielle} \\ C_a : \text{composante axiale} \end{cases}$

P_a : puissance sur l'arbre du rotor ; ω : vitesse angulaire du rotor.

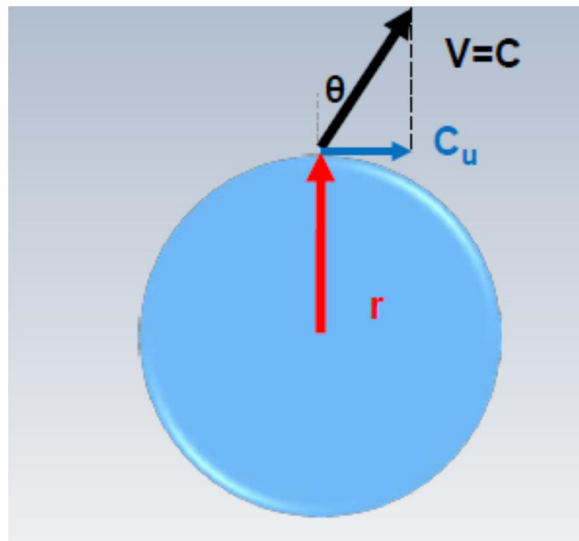


Figure 1.7 vitesse tangentielle C_u

La vitesse tangentielle C_u est exprimée comme suite

$$\vec{r} \wedge \vec{C} = r.C \cdot \sin \theta = r.C_u \quad (1.10)$$

L'apport d'énergie vers le fluide contenu dans le volume de contrôle s'effectue par l'intermédiaire de l'arbre d'entraînement du rotor sous la forme d'un couple mécanique de la forme : $\vec{r} \wedge \vec{F}_u$, où \vec{F}_u représente la composante tangentielle de la force d'aubage .

Ce couple est transmis à l'élément de l'aube, contenu dans le volume de contrôle. L'aube, en mouvement, exerce à son tour une force tangentielle F_u sur le fluide qui l'entoure.

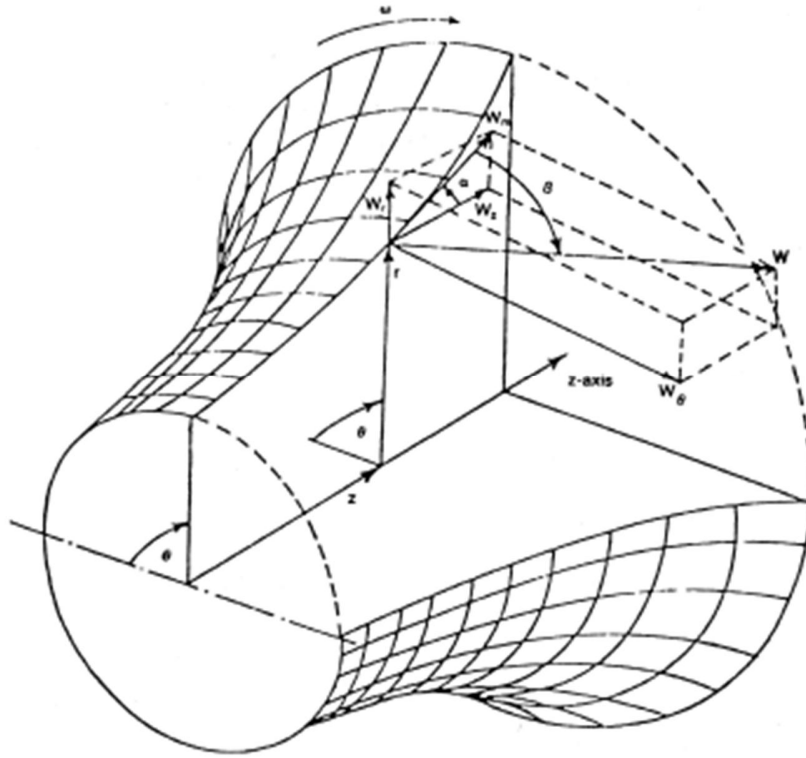


Figure 1.8 Système de coordonnées cylindriques

L'équation de bilan de masse Sur les surfaces de courant axisymétriques s'écrit :

$$\iint_{dS_1} \rho_1 \vec{C}_1 \cdot \vec{n}_1 dS = \iint_{dS_2} \rho_2 \vec{C}_2 \cdot \vec{n}_2 dS \quad (1.11)$$

Le volume de contrôle forme un tube de courant de faible épaisseur 'dr', on peut admettre que les paramètres de l'écoulement sont constants dans les sections : $dS_1 = 2\pi r_1 dr_1$ et $dS_2 = 2\pi r_2 dr_2$. Le débit massique élémentaire sera :

$$\rho_1 \vec{C}_1 \cdot \vec{n}_1 dS_1 = \rho_2 \vec{C}_2 \cdot \vec{n}_2 dS_2 = dQ_m \quad (1.12)$$

Seules les composantes tangentielles des forces d'aubages ont un moment par rapport à l'axe de rotation du rotor.

L'action des forces d'aubages peut être remplacée par un champ de forces \vec{F}_u par unité de masse à l'intérieur du volume de contrôle. La projection de l'équation du moment cinétique s'écrit :

$$\iint_S \vec{r} \wedge \vec{F}_S dS = \iint_{dS_2} r_2 \cdot C_{u2} (\rho_2 \vec{C}_2 \cdot \vec{n}) dS - \iint_{dS_1} r_1 \cdot C_{u1} (\rho_1 \vec{C}_1 \cdot \vec{n}_1) dS \quad (1.13)$$

L'écoulement étant uniforme dans les sections dS_1 et dS_2 , et en utilisant l'équation de continuité on obtient :

$$\iint_S \vec{r} \wedge \vec{F}_S dS = dQ_m (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.14)$$

L'intégrale porte sur la contribution des moments de toutes les forces contenues dans le volume de contrôle ; Le moment résultant doit être égal au couple transmis par l'arbre au tube de courant d'épaisseur dr , D'où :

$$dT = dQ_m (r_2 C_{u2} - r C_{u1}) \quad (1.15)$$

Où dT est la variation du moment cinétique.

La puissance correspondante sera

$$dP_a = dT \cdot \omega = \omega dQ_m (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.16)$$

La puissance totale sera

$$P_a = Q_m \omega (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.17)$$

- Dans une machine axiale, $r_1 = r_2 \Rightarrow U_1 = U_2 = U$ donc on a :

$$P_a = Q_m U (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.18)$$

Compte tenu des hypothèses et notations ci- dessus, l'équation d'énergie s'écrit :

$$\dot{q} = P_a + P_f + Q_m (h_{02} - h_{01}) \quad (1.19)$$

En fluide parfait ($\mu = 0 \Rightarrow P_f = 0$), et si l'écoulement est adiabatique ($\dot{q} = 0$) on obtient :

$$\frac{P_a}{Q_m} = h_{01} - h_{02} \quad (1.20)$$

Pour un compresseur : $P_a < 0 \Rightarrow h_{02} > h_{01}$.

Pour une turbine : $P_a > 0 \Rightarrow h_{02} < h_{01}$

En combinant ces relations avec celles du moment cinétique on aura l'équation d'Euler

$$\frac{P_a}{Q_m} = h_{02} - h_{01} = (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad (1.21)$$

- Pour les turbomachines incompressibles l'équation précédente devra

$$\frac{P_a}{Q_m} = \frac{P_{02} - P_{01}}{\rho} = g(H_2 - H_1) \quad (1.22)$$

$$g(H_2 - H_1) = (U_2 C u_2 - U_1 C u_1) \quad (1.23)$$

$$H = \frac{U_2 C u_2 - U_1 C u_1}{g} \quad (1.24)$$

Ou H est la Hauteur d'Euler. C'est l'une des équations les plus importantes dans le cours des turbomachines. Cette relation lie l'énergie transférée du fluide aux composantes de la vitesse, elle est aussi applicable aux machines à passage axial.

Une deuxième forme de l'équation d'Euler peut être trouvée à partir de la relation trigonométrique :

$$C^2 + U^2 - 2UC \cos \bar{\alpha} = W^2 \quad (1.25)$$

Alors, les équations d'Euler pour le travail spécifique \dot{W} et la charge H deviennent respectivement :

$$\dot{W} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \quad (1.26)$$

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (1.27)$$

Ces deux équations montrent que le transfert d'énergie peut être reparti de différentes manières. Le premier terme indique la variation d'énergie cinétique dans l'écoulement, le deuxième, la variation d'énergie due aux forces centrifuges et le troisième la variation d'énergie due aux vitesses relatives W_i .

1.4.5 Notions d'aérodynamique pour les turbomachines

L'aérodynamique a pour but d'étudier les phénomènes qui se produisent lorsqu'un corps solide est en mouvement relatif dans un fluide qui l'entoure. Sur chaque élément de surface baigné par un fluide réel, l'action de contact peut être décomposée en une composante normale : force de pression (portance) et une composante tangentielle : force de frottement due essentiellement à la viscosité du fluide (traînée).

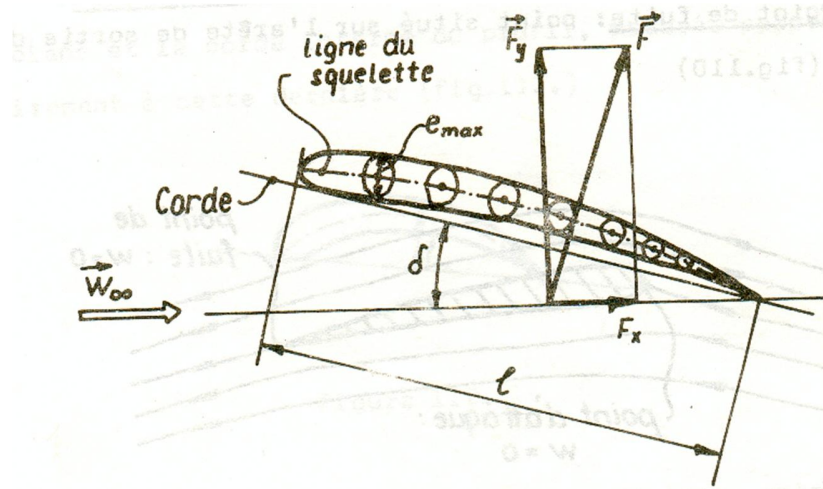


Figure 1.9 Profil géométrique d'aube

Pour les fluides réels (visqueux) la portance s'accompagne d'un effort parasite dit « traînée », dont la valeur ne dépasse quelques centièmes de la portance si le profil est bien tracé. La qualité d'une grille mobile est déterminée par l'effort F agissant sur les aubes et en particulier par la composante circonférentielle F_u .

F_y : portance aérodynamique

F_x : traînée aérodynamique

F : Force aérodynamique résultante

$$F_y = c_y \frac{\rho W_\infty^2}{2} bl \quad (1.28)$$

$$F_x = c_x \frac{\rho W_\infty^2}{2} bl \quad (1.29)$$

C_y et C_x : Coefficients de portance et de traînée

Lors de l'écoulement du fluide autour du profil, la partie empruntant l'extrados subira une accélération du fait que les deux quantités se rejoindront en même temps sur le bord d'attaque. Ainsi par application du théorème de Bernoulli l'augmentation de la vitesse sur l'extrados (accélération) s'accompagne diminution de la pression sur ce côté du profil.

La répartition de la pression autour du profil est obtenue en effectuant des mesures au moyen de tubes de Pitot placés autour du profil en soufflerie. Les courbes obtenues font apparaître une distribution qui est fonction de l'angle d'incidence du profil.

L'angle d'incidence a une influence fondamentale sur la valeur des coefficients de portance et de traînée.

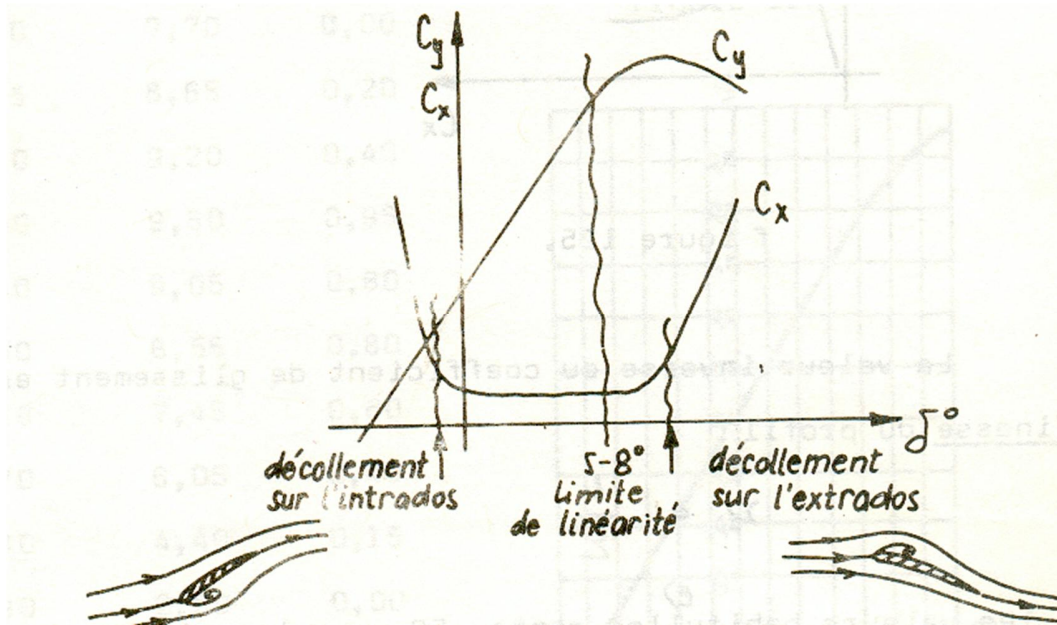


Figure 1.10 Influence de l'angle d'incidence sur le C_y et le C_x

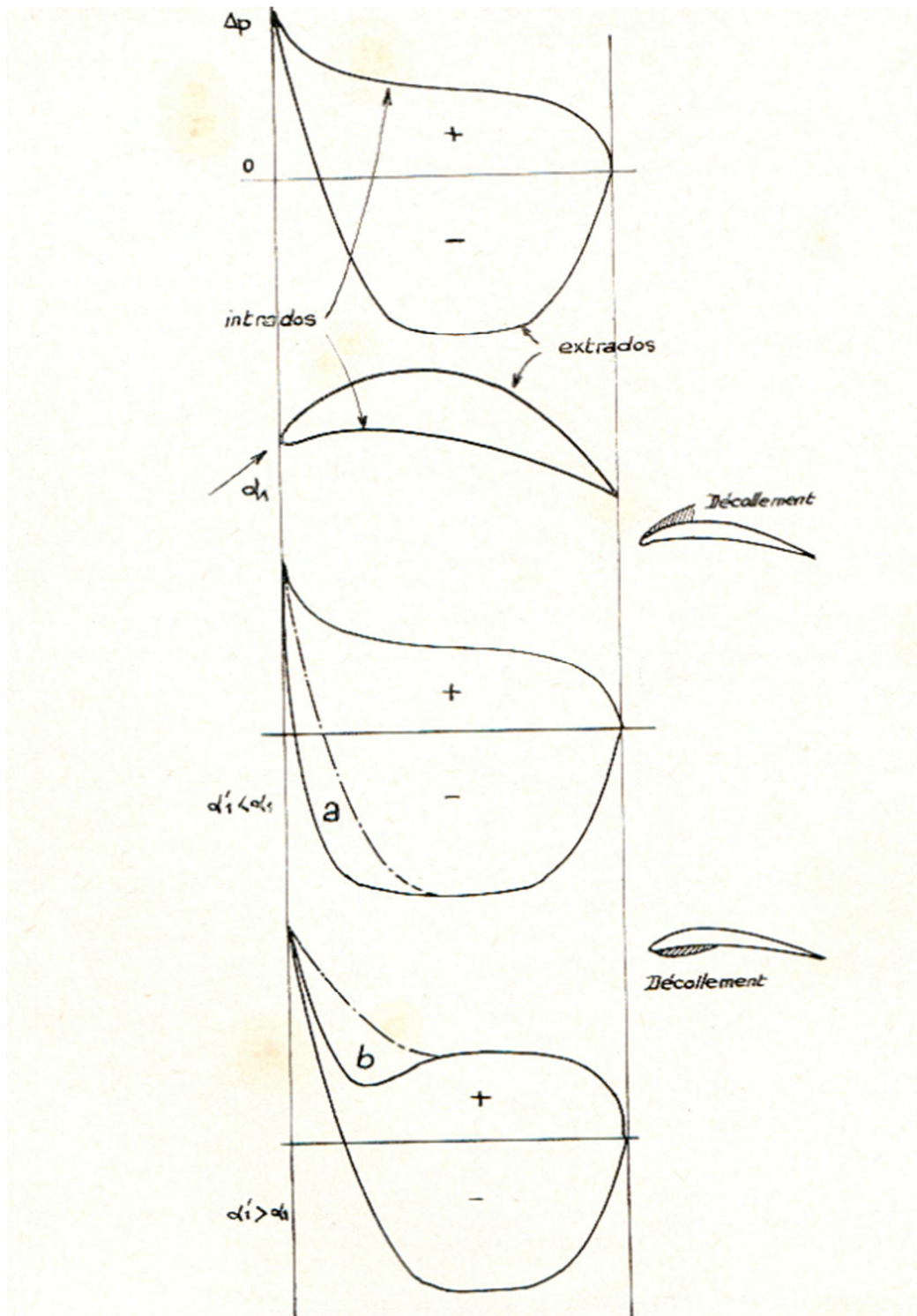


Figure 1.11 répartition de la pression en fonction de l'angle d'incidence

1.4.6 Complément et rappelle de thermodynamique pour les turbomachines

La thermodynamique permet l'extension des principes de la mécanique aux milieux continus et déformables que sont les fluides compressibles. Elle aura donc à être utilisée pour les compresseurs et les turbines lorsque les rapports de pression seront suffisamment importants pour que les effets de la compressibilité se manifestent, ce qui sera généralement le cas. Les notions fondamentales présentées dans cette section pourront servir de base à l'étude particulière de chaque type d'appareil développée dans la famille de turbomachine.

- **Equations des gaz parfaits**

Le gaz parfait est un modèle thermodynamique décrivant le comportement des gaz réels à basse pression. Comme pour tout gaz, l'état d'équilibre thermodynamique d'un gaz parfait est fixé pour n moles de molécules, par deux paramètres macroscopiques, au choix. Les autres paramètres peuvent se calculer à partir des deux paramètres choisis par l'équation d'état. L'équation la plus couramment utilisée est l'équation des gaz parfaits.

$$PV = nRT = m \frac{R}{M} T = mrT \quad (1.30)$$

Où M est la masse molaire et R est la constante des gaz parfait ($R = 8.31 J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$), r est le rapport entre la constante universelle R et la masse moléculaire du gaz

$$r = \frac{R}{M} \quad (1.31)$$

En utilisant $\rho = \frac{m}{V}$, On peut écrire l'équation des gaz parfait par la formule suivante

$$P = \rho r T \quad (1.32)$$

Les relations de Mayer pour un gaz parfait sont définies comme suite

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}; r = c_p - c_v; c_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1}; c_v = \frac{r}{\gamma - 1} \quad (1.33)$$

L'énergie interne u est définie comme suite

$$u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \quad (1.34)$$

L'enthalpie h est définie par les relations suivantes

$$h = u + Pv ; h = u + \frac{P}{\rho} ; h = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (1.35)$$

Le premier principe de thermodynamique est exprimé par l'équation

$$du = dq - dw \quad (1.36)$$

Par l'utilisation des relations suivantes

$$dq = Tds, dw = Pdv \text{ et } dh = du + vdP + Pdv \quad (1.37)$$

On peut obtenir l'équation de **Gibbs**

$$Tds = du + Pdv = dh - vdP \quad (1.38)$$

Il s'agit de la formulation du premier principe en fonction de variables d'état uniquement.

- **Entropie**

Le concept d'entropie permet de mesurer les pertes d'énergie et le degré d'irréversibilité dans le système lors une transformation. La relation générale de l'entropie est

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} + S_{gen} \quad (1.39)$$

Le premier terme $\left(\int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \right)$ représente le transfert d'énergie à partir du système ou vers celui-ci. Il peut prendre les signes suivants

$$\left\{ \begin{array}{l} \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} > 0 \text{ transfert de chaleur vers le systeme} \\ \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} < 0 \text{ transfert de chaleur depuis le systeme} \\ \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} = 0 \text{ si le systeme est adiabatique} \end{array} \right. \quad (1.40)$$

Le deuxième terme (S_{gen}) exprime les pertes causées par le mouvement aléatoire des molécules et des collisions les unes avec les autres et avec les parois du système, aussi il produit une quantité d'énergie qui augmente l'entropie. Il peut réduire mais il ne peut pas éliminer. Il peut prendre les signes suivants

$$\begin{cases} S_{gen} > 0 \text{ si le systeme est irréversible} \\ S_{gen} = 0 \text{ si le systeme est réversible} \\ S_{gen} < 0 \text{ impossible} \end{cases} \quad (1.41)$$

Pour un fluide incompressible

$$s_2 - s_1 = c \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (1.42)$$

Pour un gaz idéal, avec l'aide de l'équation de Gibbs, on peut obtenir les relations suivantes pour la variation d'entropie entre deux états 1-2 :

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + r \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (1.43)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.44)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + r \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.45)$$

Pour un processus isentropique on a ($s_2 - s_1 = 0$), d'où la formule ci-dessus peut s'écrire comme suite

$$c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + r \ln \frac{P_2}{P_1} = 0 \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{r}{c_p}} \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.46)$$

C'est la relation isentropique lorsque $c_p = cont$

- **Propriétés statique et Propriétés de stagnation (totale)**

On appelle état d'arrêt, total, ou de stagnation, l'état que prend toute variable de l'écoulement si on l'amenait au repos de manière adiabatique et réversible, donc isentropique.

On note par h_0 l'enthalpie d'arrêt, totale ou de stagnation. Elle représente la combinaison de l'énergie cinétique avec l'enthalpie. Elle est définie par la relation suivante :

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (1.47)$$

Où h est l'enthalpie de statique.

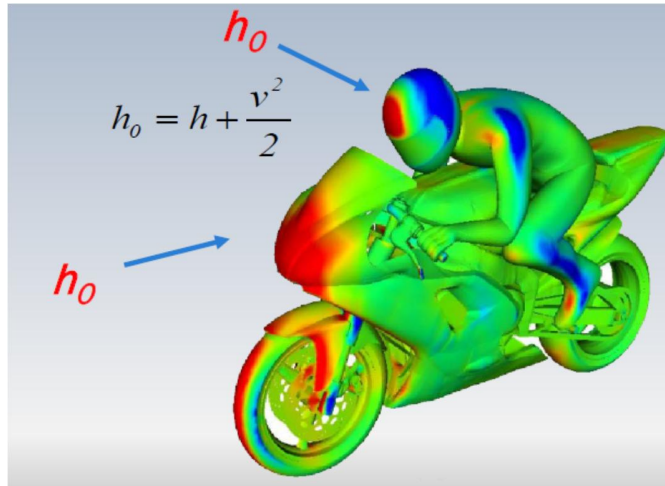


Figure 1.12 Etat de stagnation

Et pour un gaz parfait

$$c_p = \text{cte}; \quad h = c_p T; \quad h_0 = c_p T_0 \quad (1.48)$$

Alors

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad (1.49)$$

Où T_0 et T sont les températures totale et statique, respectivement.

La relation entre la pression totale et statique est exprimée comme suite

$$P_0 = P + \rho \frac{C^2}{2} \quad (1.50)$$

En utilisant les relations de Mayer et l'équation de vitesse de son a

$$a = \sqrt{\gamma r T} \quad (1.51)$$

On obtient

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{(\gamma-1)C^2}{2a^2}; \quad \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{(\gamma-1)}{2} Ma^2; \quad Ma = \frac{C}{a} \quad (1.52)$$

Ma est le nombre de Mach. Ce nombre est le paramètre dominant dans l'étude de l'écoulement compressible. L'aérodynamique notamment utilise une classification des écoulements en fonction des diverses valeurs du nombre de Mach :

$Ma < 0.3$: Écoulement incompressible, où les effets de la densité sont négligeables.

$0.3 < Ma < 0.8$: Écoulement subsonique, où les effets de la densité sont importants mais sans apparition des ondes de choc.

$0.8 < Ma < 1.2$: Écoulement transsonique, où les ondes de choc apparaissent, en divisant l'écoulement en régions subsonique et supersonique.

$1.2 < Ma < 5.0$: Écoulement supersonique, où les ondes de choc existent sans aucune région subsonique.

$5.0 < Ma$: Écoulement hypersonique, où les ondes de choc et d'autres variations des propriétés de l'écoulement sont spécialement fortes.

Ces cinq catégories sont essentiellement utilisées dans les écoulements compressibles externes. Alors, pour les écoulements internes, la question sera simplement si que l'écoulement est subsonique ($Ma < 1$) ou supersonique ($Ma > 1$).

Lors d'un processus adiabatique et réversible (isentropique), pour un gaz idéal, les relations entre les propriétés totales et statiques sont :

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_{0s}}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} ; \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_{0s}}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.53)$$

Où l'indice s a été ajouté pour insister que le passage de l'état statique vers l'état de stagnation s'effectue suivant un processus isentropique.

1.4.7 Types de Rendement et travaux

Dans une turbomachine, il a fondamentalement deux types de pertes : les pertes externes entre la machine et l'ambient et les pertes internes de l'écoulement qui sont causées par les forces visqueuses et l'étanchéité de la machine elle-même. Ces différents types de pertes ont donné lieu à diverses définitions de rendement.

- **Diagramme h-s**

Le diagramme h-s est utilisé pour représenter les transformations dans les turbomachines. Dans le plan h-s on peut facilement visualiser et comparer les variations d'enthalpie entre une transformation réelle et la transformation idéale.

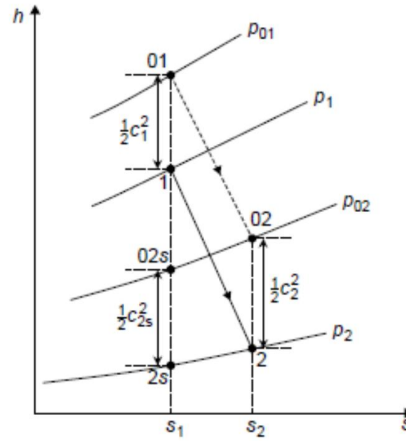


Figure 1.13 Diagramme h-s

- **Rendement totale a totale**

Ce type de rendement est utilisée lors en exploitant l'énergie cinétique à la sortie d'une turbomachine. Ce rendement appelle *total-a-total* est donne par les relations :

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02s}} \quad (\text{pour les Turbines}) \quad (1.54)$$

$$\eta_{tt} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (\text{pour les compresseur}) \quad (1.55)$$

- **Rendement totale à statique**

Le rendement total-a-statique suppose que la machine n'utilise pas l'énergie cinétique à la sortie ou elle est négligeable. Cette énergie non exploitable est considérée comme une perte et le rendement est donne par :

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2s}} \quad (\text{pour pour les Turbines}) \quad (1.56)$$

$$\eta_{ts} = \frac{h_{2s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (\text{pour les compresseur}) \quad (1.57)$$

La relation entre les rendements total-a-total et total-a-statique est donne par :

$$\frac{1}{\eta_{tt}} = \frac{h_{01} - h_{02s}}{h_{01} - h_{02}} = \frac{h_{01} - h_{2s} - \frac{V^2}{2}}{h_{01} - h_{02}} = \frac{1}{\eta_{ts}} - \frac{V^2}{2(h_{01} - h_{02})} \quad (1.58)$$

- **Rendement et travail isentropique**

La nature non isentropique de l'écoulement suggère l'utilisation d'un rendement pour prendre en compte les irréversibilités de façon globale. En général, le rendement est défini comme une relation

entre le travail spécifique idéal (possible) et le travail spécifique réel (efficace). La définition dépend s'il s'agit d'une machine qui consomme de l'énergie ou bien d'une machine qui fournit de l'énergie.

➤ **Pour les Turbines**

Le rôle d'une turbomachine motrice est la conversion de l'énergie disponible dans le fluide en énergie mécanique. Puisque les pertes diminuent le travail possible, on définit le rendement isentropique comme le rapport entre le travail possible théorique et l'énergie disponible. Alors,

$$\eta_s = \frac{\text{Travail dans l'arbre}}{\text{Énergie disponible théorique du fluide}} = \frac{W_r}{W_s} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02s}} \quad (1.59)$$

Où les indices r et s indiquent des conditions réelles et isentropiques (idéales), respectivement. Ainsi, W_r indique le travail réel et W_s le travail idéal.

Le travail isentropique d'une turbomachine motrice est calculé comme suite

$$W_s = \Delta h_0 = h_{01} - h_{02s} = c_p (T_{01} - T_{02s}) = c_p T_{01} \left(1 - \frac{T_{02s}}{T_{01}}\right) \quad (1.60)$$

En utilisant les équations $c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} r$, $\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ et $rT_{01} = \frac{P_{01}}{\rho_{01}}$, on peut réécrire le

travail isentropique comme suite

$$W_s = \frac{\gamma}{\gamma-1} r T_{01} \left(1 - \frac{T_{02s}}{T_{01}}\right) = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{01}}{\rho_{01}} \left(1 - \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \quad (1.61)$$

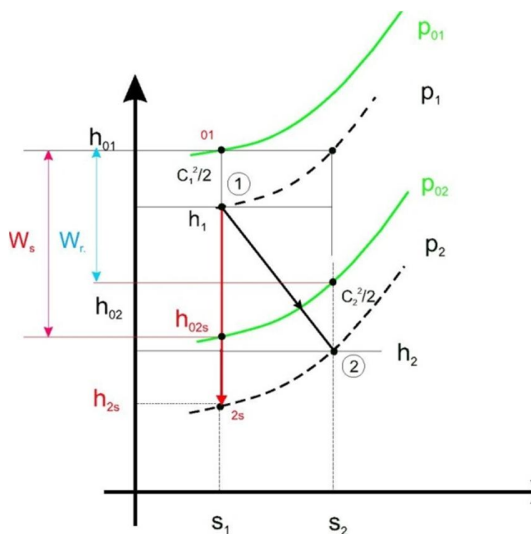


Figure 1.14 Variation d'enthalpies dans une turbine.

➤ **Pour les compresseurs**

Le rôle d'une turbomachine réceptrice est celui de fournir de l'énergie au fluide. Dans ce cas, le travail réel est plus grand que dans une machine idéale sans pertes. On définit alors le rendement par le rapport entre l'énergie dans le fluide et l'énergie appliquée dans l'arbre.

$$\eta_s = \frac{\text{Énergie du fluide}}{\text{Énergie donnée par l'arbre}} = \frac{W_s}{W_r} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (1.62)$$

Le travail isentropique d'une turbomachine réceptrice est calculé comme suite

$$W_s = h_{02s} - h_{01} = c_p (T_{02s} - T_{01}) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_{01} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{01}}{\rho_{01}} \left(\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.63)$$

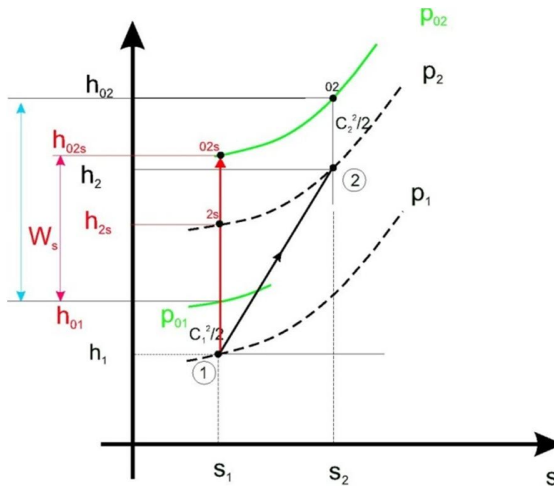


Figure 1.15 Variation d'enthalpies dans un compresseur.

• **Rendement polytropique η_p**

Le rendement polytropique est un concept théorique au moyen duquel on imagine que la compression (ou l'expansion) a lieu suivant une série d'étapes infinitésimales. Ce rendement équivaut à l'efficacité isentropique d'un étage infinitésimal.

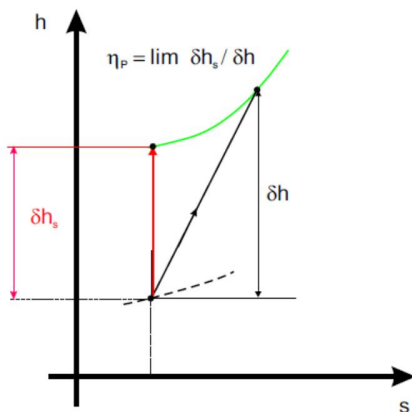


Figure 1.16 Rendement polytropique élémentaire d'un compresseur.

➤ **Pour de détente (les Turbines)**

Le rendement polytropique de détente est le rapport entre le travail réel le travail de détente polytropique isentropique. C'est aussi un indicateur qui permet de comptabiliser les irréversibilités lors de l'évolution du fluide. Il s'écrit:

$$\eta_p = \frac{dh}{dh_s} \text{ avec } dh = c_p dT \quad (1.64)$$

A l'aide de l'équation de Gibbs on peut écrire

$$T ds \Big|_{s=const} = dh_s - v dP \quad (1.65)$$

D'ou

$$ds = 0 \Rightarrow dh_s = v dP = \frac{dP}{\rho} = rT \frac{dP}{P} \quad (1.66)$$

Donc

$$\eta_p = \frac{c_p}{r} \frac{dT}{T} \frac{P}{dP} \Rightarrow \int_1^2 \frac{dT}{T} = \frac{r}{c_p} \eta_p \int_1^2 \frac{dP}{P} \quad (1.67)$$

Après l'intégration on obtient la relation polytropique pour une détente

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\eta_p \frac{r}{c_p}} \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.68)$$

On peut formuler le rendement isentropique de la turbine en fonction du rendement polytropique comme suite

$$\eta_s = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}} = \frac{1 - T_{02}/T_{01}}{1 - T_{02s}/T_{01}} = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\eta_p \frac{1-\gamma}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} = \frac{1 - (\chi)^{\eta_p \frac{1-\gamma}{\gamma}}}{1 - (\chi)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \quad (1.69)$$

Ou $\chi = \frac{P_1}{P_2}$ est le facteur de détente.

• **Rendement polytropique de compression (les compresseurs)**

Le rendement polytropique est le rapport entre le travail de compression polytropique réversible et le travail réel. Aussi C'est un indicateur qui permet de comptabiliser les irréversibilités de la transformation fluide. Il s'écrit:

$$\eta_p = \frac{dh_s}{dh} \text{ avec } dh = c_p dT \text{ et } dh_s = rT \frac{dP}{P} \quad (1.70)$$

Si on suit la même démarche précédente, on obtient la relation polytropique pour une compression, c.-à-d.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{r}{\eta_p c_p}} \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}} \quad (1.71)$$

Aussi on peut formuler le rendement isentropique du compresseur en fonction du rendement polytropique comme suit

$$\eta_s = \frac{T_{01} - T_{02s}}{T_{01} - T_{02}} = \frac{1 - T_{02s}/T_{01}}{1 - T_{02}/T_{01}} = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}}} = \frac{1 - \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}}} \quad (1.72)$$

où $\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}$ est le facteur de compression.

- **Rendement mécanique** η_m

Ce rendement caractérise les pertes par friction entre les composantes mécaniques et se traduit par une relation entre le travail spécifique utile et le travail fourni au rotor.

$$\eta_m = \frac{\text{énergie disponible sur l'arbre}}{\text{énergie fournie au rotor}} \text{ (pour une turbomachine motrice) } \quad (1.73)$$

$$\eta_m = \frac{\text{énergie fournie au rotor}}{\text{énergie disponible sur l'arbre}} \text{ (pour une turbomachine réceptrice) } \quad (1.74)$$

- **Rendement volumétrique** η_v

Dans les machines radiales l'espacement entre composantes fixes (le carter) et mobiles (le rotor) permet l'apparition d'un débit de recirculation \dot{m}_r entre ces parties. Ce débit modifie celui qui traverse le rotor en le faisant plus grand que le débit \dot{m} fournit par le système.

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_r}{\dot{m}} \text{ (pour une turbomachine motrice) } \quad (1.75)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_r} \quad (\text{pour une turbomachine réceptrice}) \quad (1.76)$$

• **Rendement globale** η_g

Le rendement global est défini par

$$\eta_g = \eta_{it} \cdot \eta_m \quad \text{ou} \quad \eta_g = \eta_{is} \cdot \eta_m \quad (1.77)$$

On note que le rendement volumétrique n'apparaît pas dans ces expressions puisque toute perte autre que mécanique est comprise dans le rendement interne soit total-a-total ou total-a statique.

1.5 Exercices

Exercice 01:

Une turbine reçoit de l'air à $T_1 = 550^\circ\text{C}$ et $P_1 = 4 \text{ atm}$. La pression à la sortie est $P_2 = 1 \text{ atm}$ et on y mesure $T_2 = 300^\circ\text{C}$. En supposant $\gamma = 1.4$ et en négligeant les changements d'énergie cinétique, estimez le rendement isentropique ainsi que le rendement polytropique de cette turbine.

Exercice 02:

Un compresseur axial a un rapport de pression de 10 et un rendement polytropique $\eta_p = 0.9$. En supposant $\gamma = 1.4$, calculez le rendement isentropique.

Une turbine axiale a un rendement polytropique $\eta_p = 0.86$ et un rapport de détente de 4.5. En supposant un gaz ayant un $\gamma = 1.333$, calculez le rendement isentropique.

Exercice 03: Montrer que pour un compresseur et pour une turbine dans le cas où les changements d'énergie cinétique sont négligeables.

$$\eta_{sC} = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}}}; \eta_{sT} = \frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\eta_p \frac{1-\gamma}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}$$

Exercice 04:

Une compagnie fabrique un compresseur centrifuge qui utilise un convergent d'entrée a section strictement convergente. Le design du compresseur requiert des conditions d'opération en amont et en aval du convergent qui sont les suivantes : Pression totale a l'entrée du

convergent $P_{01} = 100 \text{ kPa}$, Température totale à l'entrée du convergent $T_{01} = 20^\circ\text{C}$, Vitesse à la sortie du convergent $V_2 = 50 \text{ m/sec}$; Angle de l'écoulement à la sortie du convergent $\alpha_2 = 0^\circ$; Débit de l'écoulement $m = 1 \text{ kg/sec}$. En supposant que la détente est isentropique :

1. Vérifiez que ce design opère en dessous des conditions soniques au col.
2. Trouvez l'aire de la section de passage A_2 à la sortie du convergent. Utilisez les propriétés de l'air avec $c_p = 1003.5 \text{ J / kgK}$, $r = 287 \text{ J / kgK}$, $\gamma = 1.4$.

Exercice 05:

On considère la détente d'un gaz dans une TG contient 3 étages identique. Cette TG opère dans les conditions opératoires suivant :

$P_{01} = 7 \text{ bar}$, $P_{02} = 1.5 \text{ bar}$, $T_{01} = 300 \text{ C}^\circ$, $\Delta h_T = 200 \text{ kJ / Kg}$ avec $\gamma = 1,34$ Calculer le
et $c_p = 1180 \text{ j / Kg.K}$.

rendement du premier étage et comparer avec le rendement total de la turbine.

Exercice 06:

On considère la détente d'un gaz parfait dans une TG multi étage ; on suppose que la chute de pression est très petite dans chaque étage.

Donner la relation entre Pression-Température puis calculer la température de sortie T_2 dans les transformations suivant :

- Détente réversible et adiabatique.
- Détente Irréversible et adiabatique, avec un rendement poly tropique η_P
- Détente Irréversible avec la quantité de chaleur perdue est une fraction constante de la chute d'enthalpie totale ($dQ = K dh$) proportionnelle à
Détente réversible avec la quantité de chaleur perdue est proportionnelle à la température absolue ($dQ = T.ds$)

Schématiser les trois premier cas sur un digramme T-S

On donne $T_2 = 1200 \text{ K}^\circ$; $\gamma = 1,333$; $P_1 / P_2 = 6$; $\eta_P = 87 \%$ et $K = 0.1$

2.1 Introduction

Les pompes centrifuges sont les plus courantes dans l'industrie lourds, du fait de leur simplicité de conception, de leur coût généralement moindre qu'une pompe volumétrique équivalente et de leur aptitude à transporter des liquides même chargés (de particules solides).



Figure 2.1 pompe centrifuge.

Le liquide arrive dans le distributeur dans l'axe de l'appareil et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine.

Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

La transformation de l'énergie transférée en énergie de débit et de pression dépend de l'inclinaison des aubes de la roue et donc de l'angle de sortie. Les pompes centrifuges mono-étagées horizontales, à roue radiale fermée, installées en surface (figure 2.1), sont les plus utilisées pour le pompage de l'eau dans les usines de production et de distribution d'eau destinée à la consommation humaine.

Une pompe est caractérisée essentiellement par :

- Sa vitesse de rotation ;
- Sa courbe caractéristique, hauteur d'élevation – débit : $H = f(Q)$;
- Son rendement, fonction notamment du débit ;

- Sa puissance absorbée à l'arbre en différents points de sa courbe caractéristique ;
- Sa capacité d'aspiration requise exprimée par son NPSH requis (Net Positive Suction Head), fonction du débit et du diamètre de la roue.

Le couplage des pompes en parallèle permet d'additionner les débits ; le couplage en série maintient le débit et multiplie la pression de refoulement. L'augmentation de la pression de refoulement s'effectue par la réalisation de pompes multi-étagées.

2.2 Constitution de la pompe

Une pompe centrifuge est constituée par :

- Une roue mobile tournant à grande vitesse. Elle transmet au fluide un surplus de pression et le rejette à une vitesse V_2 supérieure à V_1 . La roue est en générale à aubes cylindriques et ne comportant qu'une seule courbure. Elle peut être aussi à aubes gauches. A débit égal, le premier type de roue tourne plus vite que le second.
- Un diffuseur fixe qui a pour but de réduire la vitesse V_2 à une vitesse V_3 plus faible. L'énergie cinétique se transforme donc en énergie de pression. Dans beaucoup de cas, le diffuseur peut ne pas exister.
- Une volute spirale destinée à recevoir le liquide sortant de la roue ou du diffuseur.

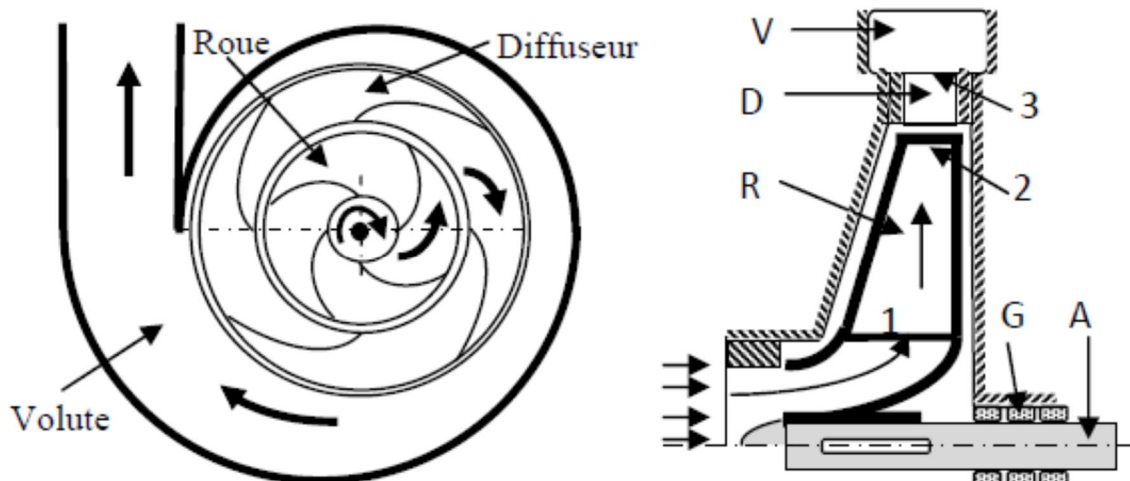


Figure 2.2 éléments constitutive d'une pompe centrifuge.

1 : entrée de la roue.

2 : sortie de la roue.

3 : sortie du diffuseur.

A : arbre d'entraînement de la roue.

D : diffuseur : garniture d'étanchéité.

R : roue à aubes.

V : volute.

2.3 installation d'une pompe

L'installation d'une pompe comprend généralement :

- Une tuyauterie d'aspiration connectée à une crépine.
- Pompe.
- Une tuyauterie de refoulement.

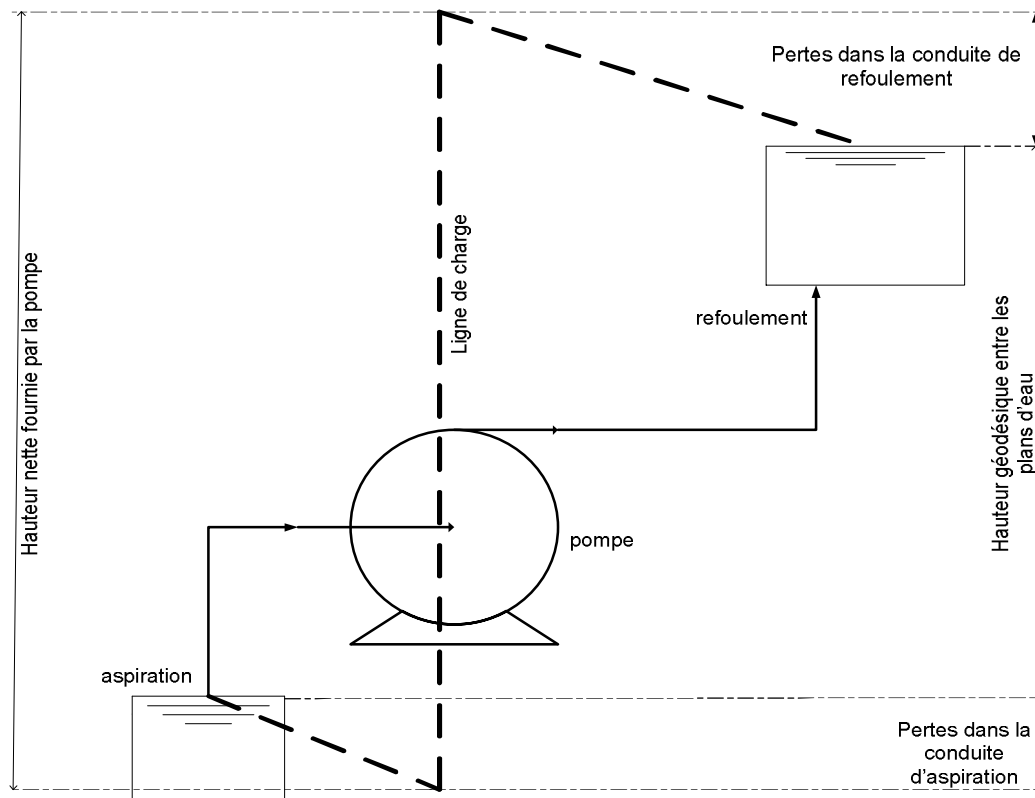


Figure 2.3 installation d'une pompe centrifuge.

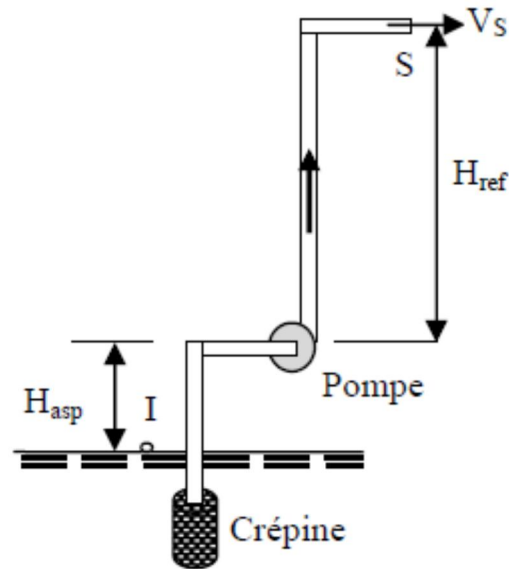


Figure 2.4 Emplacement d'une pompe.

Pour une pompe à circuit ouvert, le théorème de Bernoulli appliqué entre le point d'aspiration où la pression est la pression atmosphérique P_I et le point de refoulement S où la pression est P_S nous donne directement la hauteur d'élévation H .

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_S - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_I + \Delta H_{IA} + \Delta H_{BS} \quad (2.1)$$

Où on a pris : $P_I = P_{atm}$ et $V_I = 0$ et $Z_I = 0$, Les points A et B sont respectivement l'entrée et sortie de la machine. On voit bien que la hauteur d'élévation fournie par la pompe doit vaincre au même temps, la différence de pression, la différence d'énergie cinétique, la hauteur et les pertes de charge. Si ΔH_{AB} sont les pertes de charge à l'intérieur de la pompe, la hauteur d'élévation H et la hauteur d'élévation théorique H_{th} fournie par celle-ci est donnée par l'expression :

$$H = \frac{P_S - P_{atm}}{\rho g} - \frac{V_s^2}{2g} + H_{asp} + H_{ref} + \Delta H_{IA} + \Delta H_{BS} \quad (2.2)$$

$$H_{th} = H + \Delta H_{pompe} \quad (2.3)$$

Si la conduite de refoulement débouche dans un réservoir on a $V_S=0$, mais il existe des pertes de charge dues à l'élargissement du courant fluide.

2.4 Fonctionnement d'une pompe idéale

2.4.1 Entrée sans pré-rotation

Une telle pompe à un rendement égal à l'unité et possède un nombre infini d'aubes. On suppose que le fluide entre dans la roue sans pré-rotation, $V_{u1} = 0$. L'écoulement est donc radial à l'entrée de l'aube (fig.2.5).

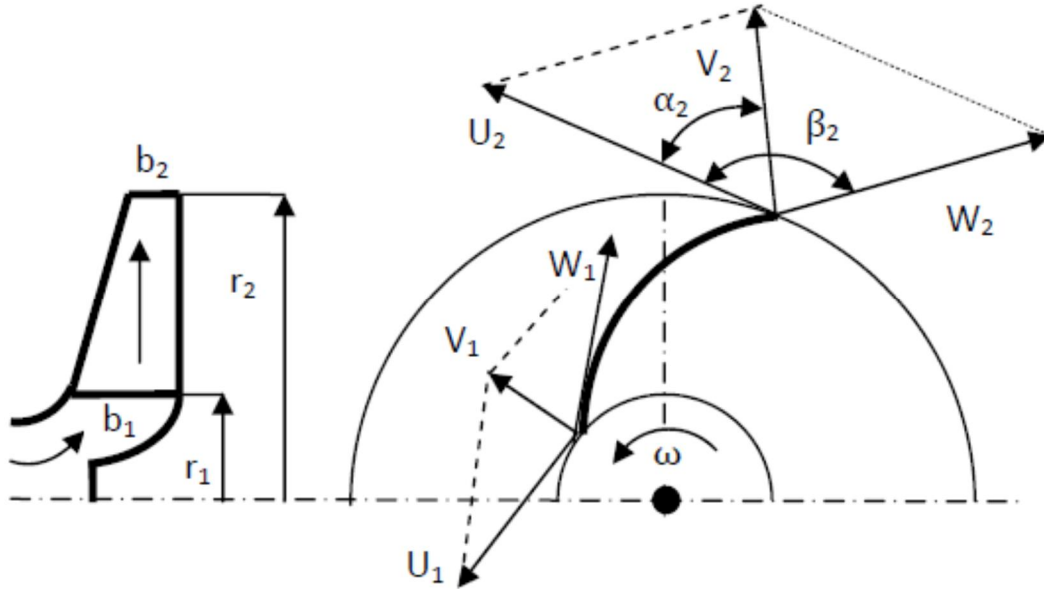


Figure 2.5 roue d'une pompe centrifuge.

La vitesse débitante à l'entrée est donc :

$$V_{1m} = V_1 \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = V_1 \quad (2.4)$$

Le débit volumique qui traverse la roue à l'entrée est :

$$Q_m = 2\pi r_1 b_1 V_1 \quad (2.5)$$

Qui est le même débit à la sortie tel que :

$$Q_m = 2\pi r_2 b_2 V_{m2} = 2\pi r_2 b_2 V_2 \sin(\alpha_2) \quad (2.6)$$

Pour une machine réceptrice la hauteur théorique est donnée par le théorème d'Euler :

$$H_{th} = \frac{U_2 C u_2 - U_1 C u_1}{g} = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (2.7)$$

Et puisque $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$, l'expression précédente devient plus simple :

$$H_{th} = \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 V_{2u}}{g} \quad (2.8)$$

A partir du triangle des vitesses à la sortie de la roue (fig.2.6) on tire :

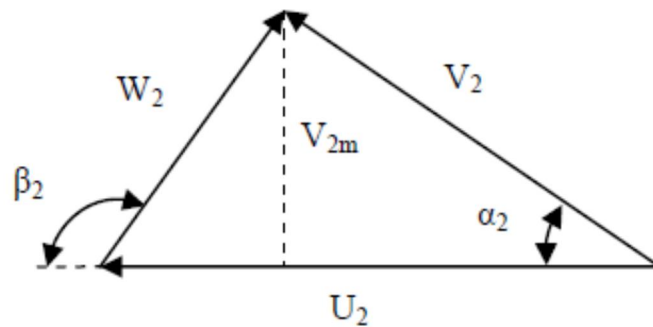


Figure 2.6 Triangle des vitesses à la sortie.

$$V_{2W} = U_2 + \frac{V_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.9)$$

Donc

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 \left(U_2 + \frac{V_{2m}}{\tan \beta_2} \right) \quad (2.10)$$

Et comme $V_{m2} = \frac{Q_v}{2\pi r_2 b_2}$ on obtient finalement

$$H_{th} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2 Q_v}{2\pi r_2 b_2 g \tan \beta_2} \quad (2.11)$$

Cette équation permet de tracer la caractéristique d'une pompe centrifuge idéale $H_{th} = f(Q_m)$, pour une vitesse de rotation constante. Le débit peut être varié à l'aide d'une vanne à l'entrée ou à la sortie de la pompe. Si par exemple le débit augmente, ça veut dire que la vitesse à l'entrée augmente aussi et donc la vitesse à la sortie augmente avec les mêmes dimensions et angles. La caractéristique est une droite dont la pente dépend de la valeur de β_2 . Soit alors les cas suivants

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_2 = \frac{\pi}{2} \Rightarrow H_{th} = \text{constante} = \frac{U_2^2}{g} \\ \beta_2 < \frac{\pi}{2} \Rightarrow \tan \beta_2 > 0; H_{th} \text{ augmente avec le débit} \\ \beta_2 > \frac{\pi}{2} \Rightarrow \tan \beta_2 < 0; H_{th} \text{ déminue avec le débit} \end{array} \right.$$

La figure 2.7 montre la variation de la hauteur théorique en fonction du débit et la figure 2.8 montre la forme des aubes pour les trois cas.

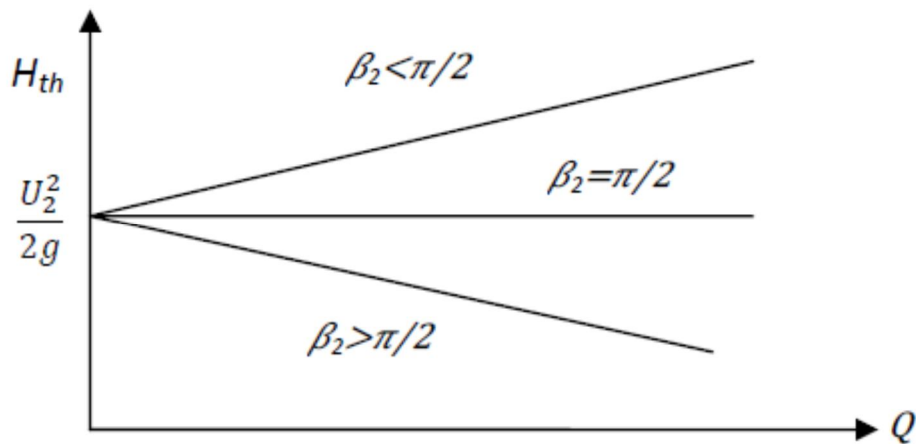


Figure 2.7 $H_{th} = f(Q_v)$

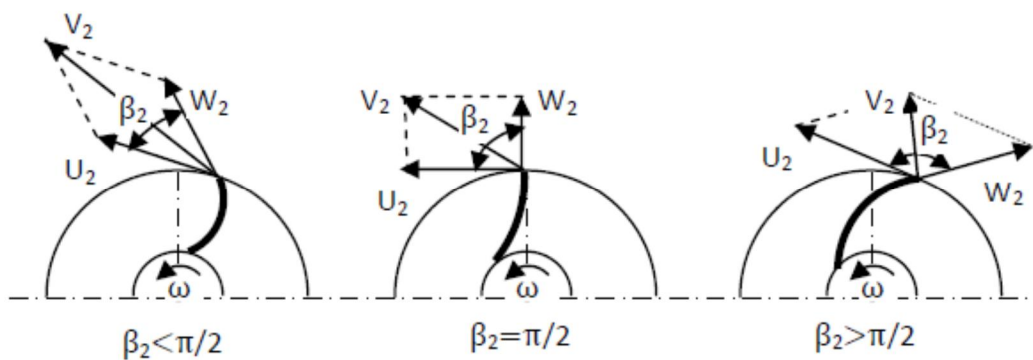


Figure 2.8 La forme des aubes en fonction de β_2

Théoriquement les meilleurs résultats sont avec des aubes incurvées vers l'avant (incurvation dans le sens de rotation), c'est-à-dire $\beta_2 < \frac{\pi}{2}$, cependant la pratique montre que dans ce cas le rendement est faible, le diffuseur et la volute ne pouvant pas convertir suffisamment la vitesse à la sortie de la roue en pression. Alors que pour les aubes incurvées vers l'arrière, $\beta_2 > \frac{\pi}{2}$ elles sont plus largement utilisées. En pratique, on choisit $\beta_2 = 145^\circ$ à 165° , la gamme normale est de $\beta_2 = 155^\circ$ à 160° .

Pour l'entrée $\beta_2 = 130^\circ$ à 165° . On emploie aussi des aubes radiales $\beta_2 = 90^\circ$ en raison de la construction simple et robuste.

2.4.2 Entrée avec pré-rotation

Dans ce cas la composante V_{1U} n'est pas nulle est on aura à l'entrée un moment cinétique qui peut être positif ou négatif, puisque $V_{1U} = V_1 \cos \alpha_1$.

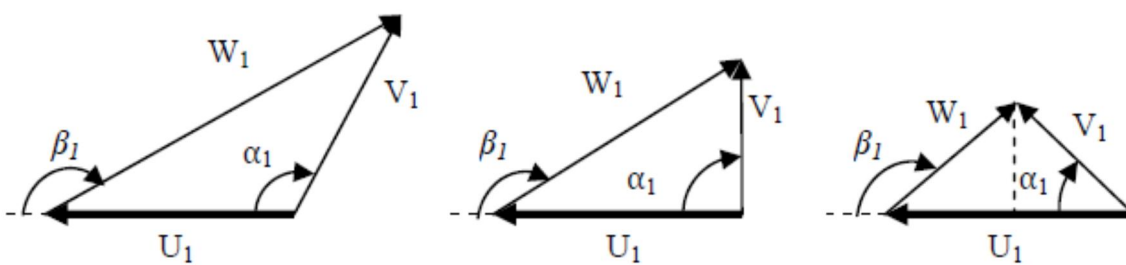


Figure 2.9 Triangles des vitesses à l'entrée avec pré-rotation.

Les triangles des vitesses de la figure 2.9 ont été tracés pour la même vitesse de rotation et le même angle β_1 à l'entrée de la roue. Une augmentation de débit ne peut se faire qu'avec une augmentation de la vitesse méridienne ou débitante, c'est-à-dire avec une augmentation de V_1 et de α_1 au même temps car l'angle de l'aube à l'entrée est le même. Le moment à l'entrée est :

$$\frac{1}{g} U_1 V_{v1} = \frac{U_1^2}{g} + \frac{U_1 Q_v}{2\pi r_1 b_1 g \tan \beta_1} \quad (2.12)$$

La composante V_{U_1} est tirée de la même façon que V_{U_2} en utilisant le triangle des vitesses à l'entrée de la roue. On remarque que si l'angle $\alpha_1 < \frac{\pi}{2}$ Le moment est positif et si $\alpha_1 > \frac{\pi}{2}$ le moment est négatif mais avec un débit supérieur. Donc une entrée sans pré-rotation, $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$ ne peut se faire qu'avec un seul débit. La hauteur théorique fournie par la pompe prend la forme générale suivante :

$$H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{g} + \frac{Q_v}{2\pi g} \left[\frac{U_2}{r_2 b_2 \tan \beta_2} - \frac{U_1}{r_1 b_1 \tan \beta_1} \right] \quad (2.13)$$

En se basant sur ce qui a été dit, on peut tracer la hauteur théorique en fonction du débit.

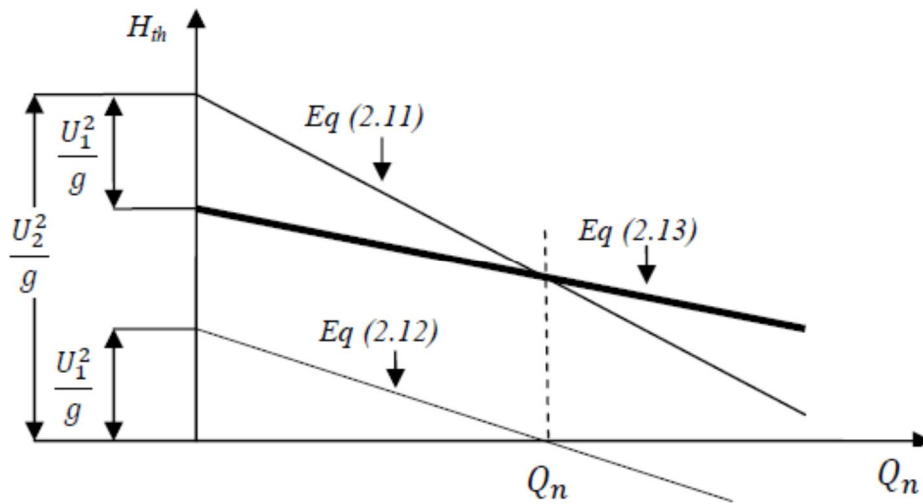


Figure 2.10 Variation de H_{th} en fonction du débit.

Pour le débit Q_n , le débit entre dans la roue sans pré-rotation, intersection de l'équation (2.12) avec l'axe des débits, ce point correspond bien sûr à un angle d'entrée $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$, Q_n est appelé le débit nominal. Pour ce débit, le fluide entre dans la roue avec une moindre résistance. Une entrée radiale ne nécessite aucune construction à l'entrée de la roue pour assurer un certain angle α_1 , en plus, l'expression donnant la hauteur théorique d'élévation est plus simple (2.11).

2.5 Puissances

Pour une pompe idéale, la puissance absorbée par la pompe est :

$$P_a = Q_m g H_{th} = \rho g Q_v H_{th} = \rho Q_v U_2^2 + \frac{\rho U_2 Q_v^2}{2\pi r_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (2.14)$$

La caractéristique (P_a, Q_v) est une parabole (fig.2.10). On remarque qu'elle s'annule pour un débit nul et pour un débit maximum où la hauteur s'annule lorsque $\tan \beta_2 > 0$.

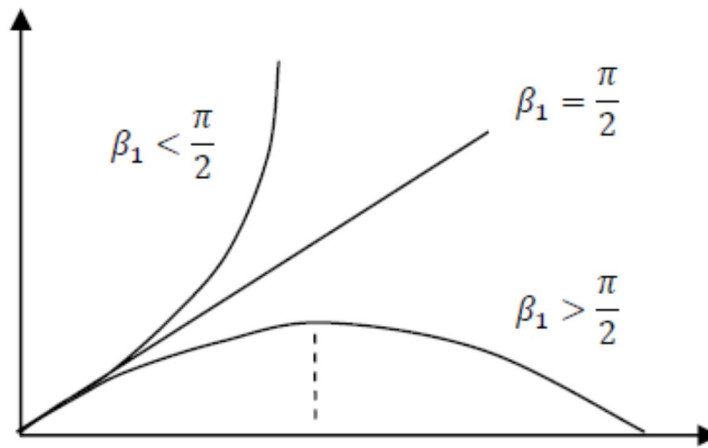


Figure 2.11 Relation entre (P_a, Q_v) de la puissance.

2.6 Perte d'énergie

L'écoulement, les transferts d'énergie et les transformations d'énergie ne peuvent s'effectuer sans perte énergétique. Dans chaque machine, il existe un point de fonctionnement optimal correspondant à un débit volumique Q_v détermine, ou ces pertes sont minimales et de ce fait, le rendement optimal. Ce point pour lequel la distribution des pressions statiques autour de la roue est à peu près uniforme est très voisin de celui pour lequel il y a entrée sans choc, lequel correspond au débit volumique d'adaptation Q_{va} .

Par ailleurs en fonctionnement réel, on constate que la roue peut créer une pré-rotation du fluide du fait d'une action en amont de l'air d'aspiration. Cette pré-rotation est en général positive pour les faibles débits, soit dans le même sens que le sens de rotation de la roue, négative pour les forts débits. Ceci peut alors se superposer aux problèmes de cavitation.

Lors de la conception d'une machine, il faut considérer l'ensemble roue-diffuseur sachant que cet ensemble se comportera convenablement au point optimal de fonctionnement. En dehors de ce point, les pertes augmentent rapidement et des décollements peuvent se produire dans les aubes.

Les différentes pertes que l'on rencontre sont :

- Les pertes hydrauliques : Chocs, tourbillons, frottement du liquide dans son passage à travers la machine
- Les pertes par frottement du disque : Frottement de la roue sur le liquide qui l'entoure
- Les pertes volumétriques : Fuites ou court-circuit de liquide à travers les jeux existant entre les organes fixes et mobiles de la machine
- Les pertes mécaniques : Paliers, roulements et frottements.

Pour une pompe donnée, la puissance fournie par le moteur d'entraînement est la somme de la puissance nette et des différentes puissances perdues en valeur absolue. Une approximation de l'influence des pertes est présentée sur la figure 2.12.

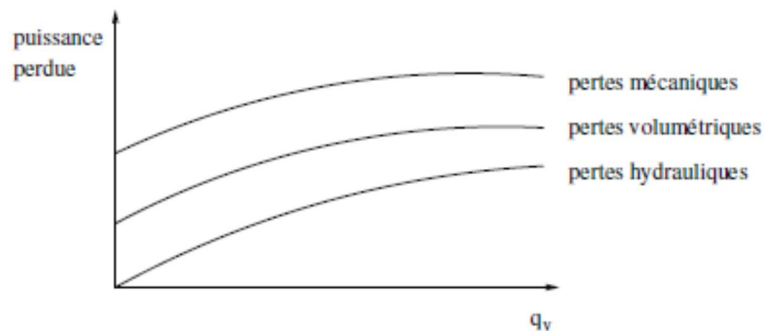


Figure 2.12 variation des pertes avec le débit.

2.6.1 Les pertes hydrauliques

Elles peuvent se décomposer en deux types de pertes, les pertes de charge et les pertes par choc :

Les Pertes de charge dépendent du nombre de Reynolds et de la rugosité de la conduite :

$$\Delta h_l = \frac{1}{4} \lambda \frac{P_e}{S} l \frac{V^2}{2g} \quad (2.15)$$

λ : Coefficient de perte unitaire ; S : section moyenne de passage ; P_e : périmètre mouille et l longueur du canal.

Les Pertes par choc résultent d'un problème de direction des vitesses entre la sortie de la roue et l'entrée dans le diffuseur :

$$\Delta h_c = K_c \frac{V_c^2}{2g} \quad (2.16)$$

K_c : Coefficient géométrique de la roué et V_c : Est la vitesse de choc.

Les pertes hydrauliques est la somme des pertes de charge et pertes par choc

$$\Delta H_h = \Delta H_{pompe} = \Delta h_l + \Delta h_c \quad (2.17)$$

La vitesse de sortie de roue est en fonctionnement normal tangente au profil du diffuseur. Le choc est dû à une variation de la direction de cette vitesse qui vient alors "percuter" le profil du diffuseur.

2.6.2 Pertes volumétriques ou par fuite

Ces pertes existent dans le joint à l'extérieur de la roue et dans les jeux entre la roue et la volute. Soient q le débit de fuite et Q_v le débit refoulé par la pompe (fig.2.13). La conservation du débit entre l'entrée et la sortie de la roue fait que la roue doit donner de l'énergie au débit $Q_v + q$ pour palier la fuite.

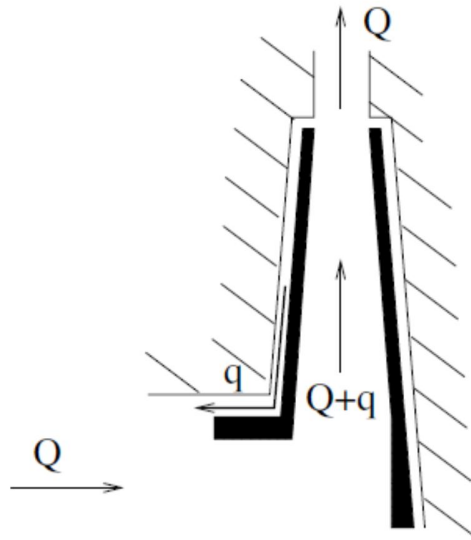


Figure 2.13 perte volumique dans la roue.

2.6.3 Les pertes mécaniques

Les pertes mécaniques sont principalement dues aux frottements que l'on retrouve entre toutes les pièces en mouvement relatif les unes par rapport aux autres. On inclut dans les pertes mécaniques les pertes par frottement du disque. En effet, le film de fluide compris entre la roue et le corps de la machine est soumis à un champ de vitesse. On a alors dissipation d'énergie par frottement visqueux entre les parois.

2.7 Rendement : On définit trois types de rendements

2.7.1 Rendement hydraulique : il tient compte uniquement des pertes dans les aubages

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} = \frac{H}{H + \Delta H_h} \quad (2.18)$$

2.7.2 Rendement volumétrique : qui est le rapport entre le débit traversant la conduite et le débit traversant la roue.

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + q} \quad (2.19)$$

2.7.3 Rendement mécanique : En appelant P_i la puissance indiquée fournie à la roue

$$P_i = \rho g (Q_v + q)(H + \Delta H_h) \quad (2.20)$$

Et P_{abs} la puissance absorbée par la pompe telle que

$$P_{abs} = P_i + \rho g \Delta H_m \quad (2.21)$$

Avec ΔH_m les pertes mécaniques dans la pompe. Le rendement mécanique est :

$$\eta_v = \frac{P_i}{P_{abs}} \quad (2.22)$$

2.7.4 Rendement global : peut être déduit facilement, soit

$$\eta_g = \eta_h \eta_v \eta_m = \frac{\rho g Q_v H}{P_{abs}} \quad (2.23)$$

2.8 N.P.S.H (Net Positive Suction Head) ou Hauteur de charge nette absolue

Une pompe possède une capacité maximum d'aspiration qui est la valeur du vide qu'elle peut produire. Cette caractéristique varie suivant le type et la conception technique de la pompe.

Théoriquement, la hauteur maximale d'aspiration, dans une cavité où règne le vide absolu, est égale à la pression atmosphérique, c'est à dire à 1013 mbar au niveau de la mer (10,33 m d'eau). Elle diminue progressivement quand l'altitude augmente.

En réalité cette hauteur est limitée, non seulement par les pertes de charge dans la conduite d'aspiration mais également par les propriétés physiques à chaque type de liquide.

2.8.1 N.P.S.H.

NPSH est simplement une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe.

2.8.2 Pression de vapeur saturante (Pv)

C'est la pression de vapeur maximale que l'air peut supporter à une température donnée. C'est le cas de l'air en contact de l'eau. La pression de vapeur saturante augmente avec la température.

A une température donnée, un liquide à une pression d'ébullition bien donnée correspond sa tension de vapeur. Si la pression en un point de ce liquide devient inférieure à la tension de vapeur, il entre en ébullition.

Pour un mélange de liquides, on prend comme valeur la tension de la vapeur de la fraction la plus volatile, donc la tension de vapeur la plus élevée.

Dans une enceinte fermée, il se vaporise jusqu'à ce que la pression se rétablisse. A l'air libre, au contraire, il se vaporise complètement.

Pour le pompage d'eau à 20°C, la tension de vapeur est de 2337 Pa (0,24 mCE). Pour une eau chaude, elle peut être de plusieurs mètres (101325 Pa ou 10,33 mCE à 100°C)

2.8.3 Calcul du NPSH disponible pour une pompe aspirante dans une nappe d'eau à l'air libre

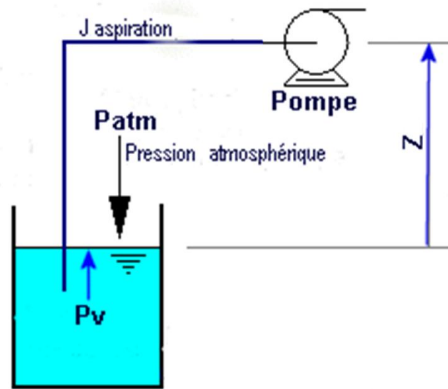


Figure 2.14 pompe aspirant d'une nappe à l'air libre

$$\text{NPSH}_d = P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h \quad \text{en (Pa)} \quad (2.24)$$

$$\text{NPSH}_d = (P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h) / \rho g \quad \text{en (m)} \quad (2.25)$$

$$\text{NPSH}_d = (P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h) / 9810 \quad \text{en (m) pour l'eau} \quad (2.26)$$

NPSH_d : Hauteur de charge nette absolue disponible.

P_{atm} : Pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en Pa

P_v : Pression absolue de vaporisation du fluide en Pa

J_{asp} : Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa

H_h : Charge hydraulique du fluide en Pa

H_h : $\rho g Z$

ρ : Masse volumique du liquide en kg/m³.

Z : Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau.

2.8.4 Calcul du NPSH disponible pour une pompe en charge

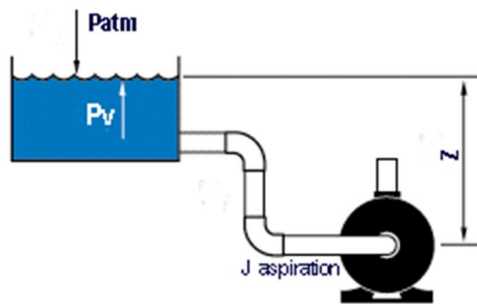


Figure 2.15 Pompe en charge

$$NPSH_d = P_{atm} - P_v - J_{asp} + H_h \quad \text{en } (Pa) \quad (2.27)$$

2.8.5 NPSH requis $NPSH_r$

C'est la hauteur minimum de liquide (supposé à sa température d'ébullition), nécessaire au-dessus de l'aspiration, pour empêcher la cavitation. Il dépend:

- du type de pompe
- du point de fonctionnement

Il est donné par le fabricant de la pompe sous la forme d'une courbe donnant le NPSH requis (en mètre de liquide) en fonction du débit.

Exprimé ainsi (en mètres de liquide), le NPSH est indépendant de la nature du liquide pompé.

Il est toujours positif et généralement de quelques mètres (2 à 5 mètres)

Quelques pompes spéciales, dites à faible NPSH autorisent des valeurs inférieures à 1 mètre.

Il est indispensable que le NPSH disponible dans le système hydraulique soit plus élevé que le NPSH requis par la pompe pour éviter le phénomène de cavitation. Généralement on prend une marge de sécurité supplémentaire de 0,5 m.

$$NPSH_d \succ NPSH_r \quad (2.28)$$

2.9 Phénomène De Cavitation

Est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le NPSH est insuffisamment disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commençant à se former.

Le bruit d'accompagnement est le moyen le plus facile pour identifier la cavitation. La vibration et les dommages mécaniques tels que la défaillance de roulement peuvent également se produire en raison du fonctionnement dans la cavitation.

Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le NPSH disponible dans le système est plus élevé que le NPSH requis par la pompe.

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue. Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage.

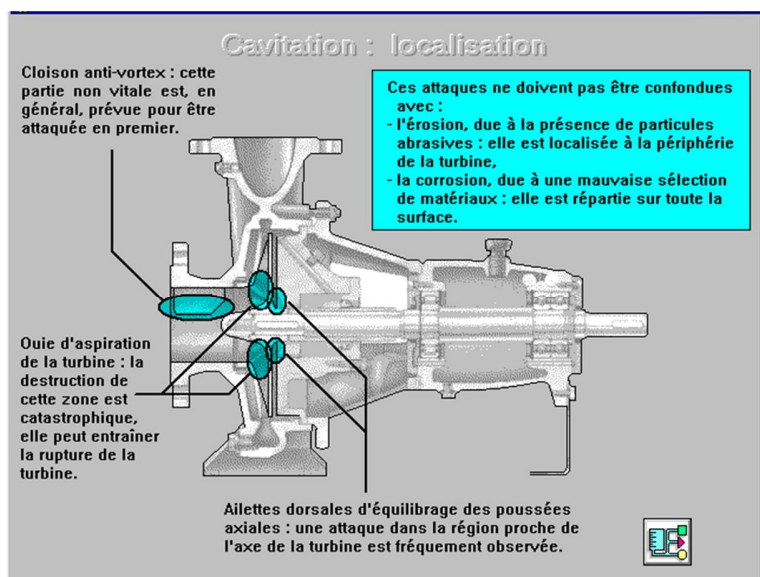


Figure 2.16 Localisation de la cavitation



Figure 2.17 Conséquences de cavitation : Piqûres et endommagements

2.10 Exercices

Exercice 01:

Une pompe fournit 1500 L / min d'eau à 20 ° C contre une élévation de pression de 270 kPa. Les changements d'énergie cinétiques et potentiels sont négligeables. Si le moteur d'entraînement fournit 9 kW, quel est l'efficacité globale?

Exercice 02:

Dans un essai d'une pompe centrifuge, on prend les données suivantes: $p_1 = 100$ mmHg (vide) et $p_2 = 500$ mmHg (mesurer). Les diamètres des tuyaux sont $D_1 = 12$ cm et $D_2 = 5$ cm. Le débit est de $42 \text{ m}^3 / \text{h}$ d'huile légère ($d = 0,91$). Estimer (a) la hauteur manométrique, en mètres, et (b) la puissance d'entrée requise à 75% d'efficacité.

Exercice 03:

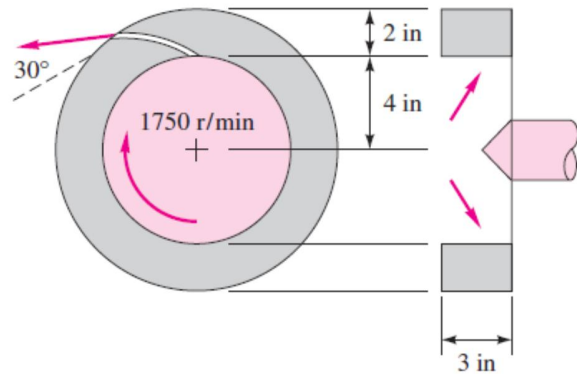
Une pompe de 3,5 ch fournit 518 kg d'éthylène glycol à 20 ° C en 12 secondes, pour une hauteur de 5.18 m. Calculer l'efficacité de la pompe.

Exercice 06:

Une pompe centrifuge a $r_2 = 9$ in, $b_2 = 2$ in et $\beta_2 = 35^\circ$ et tourne à 1060 r / min. Si elle génère une hauteur de 180 pieds, déterminer le débit théorique (a) en gal / min et (b) la puissance. Supposons un flux d'entrée quasi radial.

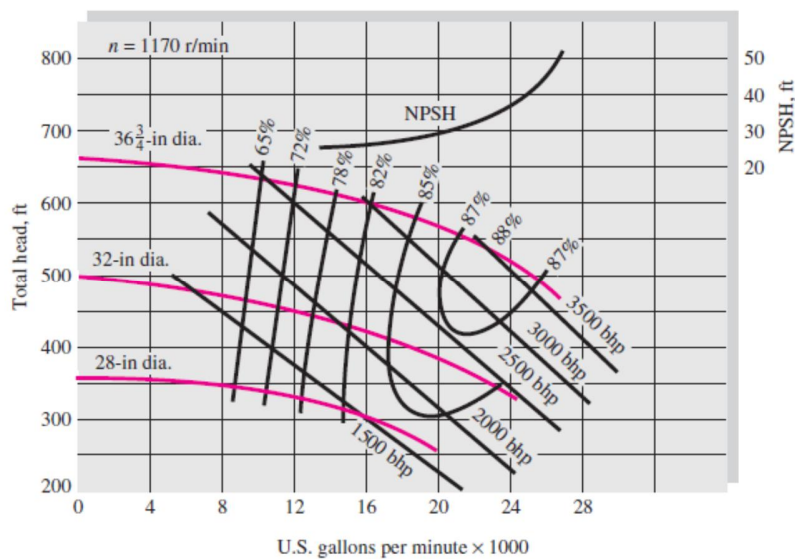
Exercice 07:

Une pompe centrifuge développe un débit de 4200 gal / min d'essence à 20° C avec une entrée absolue quasi radiale. Estimer (a) la puissance théorique, (b) l'élévation (hauteur manométrique), et (c) l'angle approprié de la lame au rayon interne.



Exercice 10:

La pompe de 28 in de diamètre de à 1170 r / min est utilisé pour pomper l'eau à 20° C à travers un système de tuyauterie à 14000 gal / min. (A) Déterminer la puissance requise P_a . Le coefficient de frottement moyen est de $0,018$. (B) S'il y a 3.65 m de tuyau de 0.3 m de diamètre en amont de la pompe, à quelle distance sous la surface l'entrée de la pompe doit-elle être placée pour éviter la cavitation?



Chapitre

3

Turbines axiales à fluides compressibles

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, on regarde spécifiquement les détails du mécanisme de transfert d'énergie turbines axiales à fluides compressibles (turbine à gaz et turbine à vapeur). On rappelle que pour les turbomachines axiales, l'écoulement est principalement parallèle à l'axe de la machine, c'est-à-dire qu'il ne possède que très peu de vitesse radiale. Par contre, la vitesse tangentielle (de rotation autour de l'axe) peut être appréciable.

3.2 Turbine à gaz

3.2.1 Définition et classification

La turbine à gaz est une turbomachine motrice produisant un travail mécanique à partir de la détente de gaz fournis par une chambre de combustion ; Ces gaz proviennent de la combustion de l'air préalablement comprimé par un compresseur entraîné par la turbine et d'un combustible (liquide, gazeux ou solide).

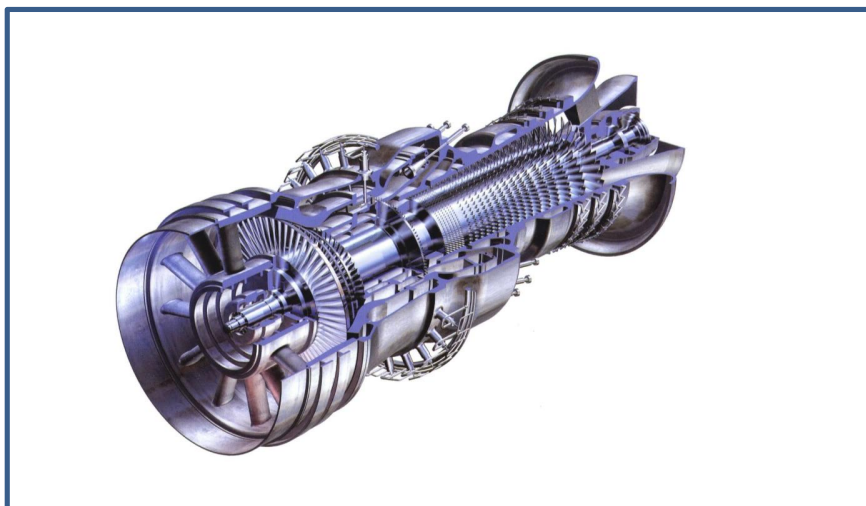


Figure 3.1 Vue en perspective du bloc thermique d'une turbine gaz

3.2.2 Domaines d'utilisation : Les deux grands domaines d'utilisation

- Turbines à gaz aéronautiques ;
- Turbines à gaz industrielles.

Dans les applications aéronautiques on trouve deux configurations de base, à savoir :

- Le turboréacteur,
- Le turbomoteur (turbopropulseur, propulsion des hélicoptères).

Dans la catégorie des turbines terrestres on trouve principalement :

- les turboalternateurs,
- les turbocompresseurs (stations de compression, liquéfaction,...)
- les turbopompes.

3.2.3 Description sommaire de la turbine à gaz

➤ Système d'aspiration

Le système de prise d'air fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz, en qualité et en quantité nécessaire au fonctionnement de cette dernière dans les conditions ambiantes locales. Le système d'aspiration pourvoit à l'envoi de l'air d'entrée, après on filtrage à un degré spécifique de pureté, au compresseur.

Un dessécheur d'air est intégré dans le système de l'air d'admission où sa fonction consiste à réduire l'humidité d'air. Une protection par dôme contre les agents atmosphériques empêche la pluie de pénétrer dans les derniers étages du système de filtration.

➤ Compresseur

Son rôle est d'élever la pression de l'air avant son admission dans la chambre de combustion. Le travail mécanique nécessaire est prélevé sur la turbine.

➤ Turbine

Des gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent dans une turbine, les aubes mobiles de la turbine. En raison de l'importance des contraintes thermiques et mécaniques auxquelles elles sont soumises, les aubes de la turbine sont réalisées à partir d'alliages résistant aux hautes températures.

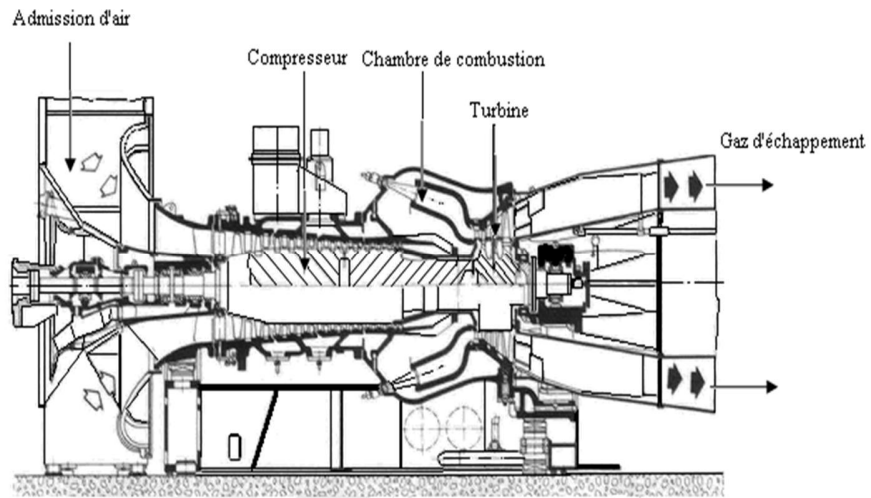


Figure 3.2 éléments d'une turbine à gaz industrielle

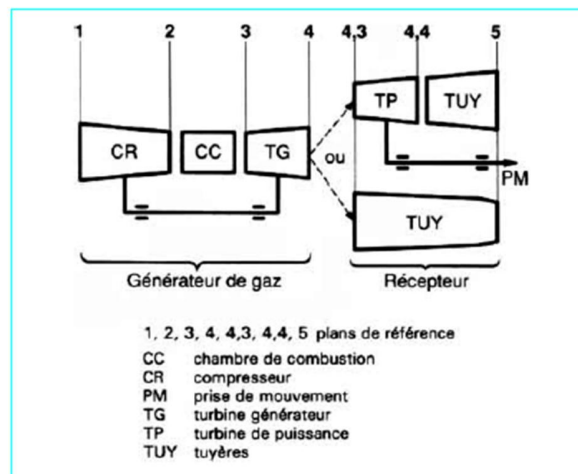


Figure 3.3 configurations de turbines aéronautiques.

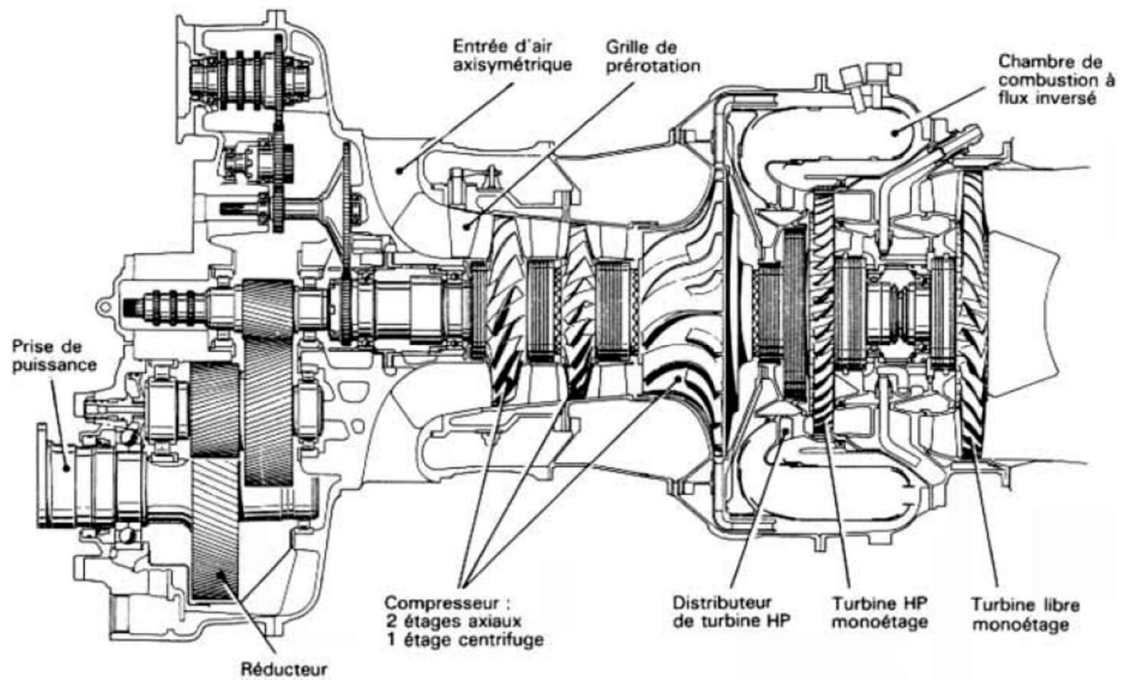


Figure 3.4 Schéma d'un turbomoteur aéronautique

3.2.4 Système de refroidissement de la turbine

En raison de la température élevée des gaz à la sortie de la chambre de combustion, les aubes de la turbine soumis à des contraintes thermo-mécaniques importantes sont refroidis avec de l'air frais prélevé à partir du compresseur ; le circuit d'air de refroidissement est montré sur le schéma ci-dessous.

L'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur, les aubes sont refroidies par film, par impact ou par convection, selon les étages de la turbine.

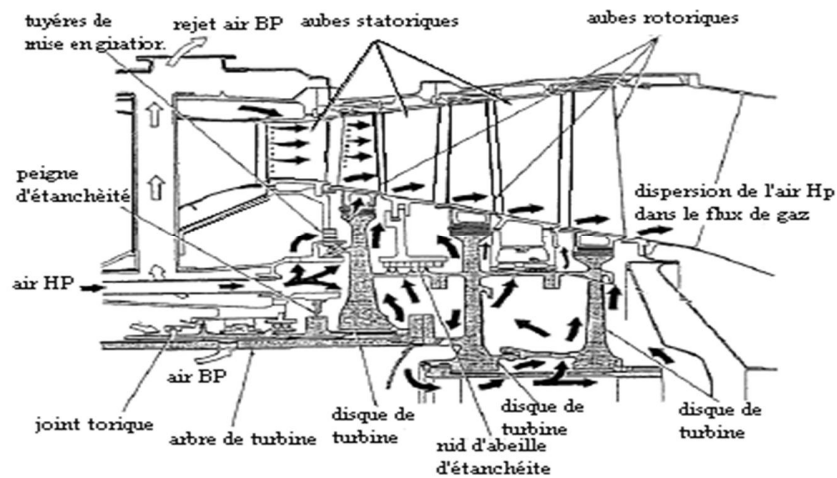


Figure 3.5 principe du refroidissement des aubes de la turbine

3.2.5 Évolution du fluide dans les éléments de la turbine

La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales :

- Compresseur.
- Chambre de combustion.
- Turbine.

L'air froid aspiré de l'environnement extérieur, est comprimé le compresseur. Cette opération est réalisée en consommant une quantité d'énergie mécanique soustraite à l'énergie fournie par la turbine.

A l'intérieur de la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant produit une augmentation de la température à une pression relativement constante.

En effet, la chute de pression entre l'évacuation du compresseur et l'admission à la turbine se trouve généralement comprise entre (2%-2.5%) de la pression initiale ; dans cette réaction la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.

Enfin, dans la turbine les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence.

Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au réseau à travers le générateur de puissance.

3.3 Turbine à vapeur

3.3.1 Définition et objectif

La turbine à vapeur est une turbomachine motrice transformant en énergie mécanique l'énergie contenue dans la vapeur d'eau sous la forme sous la forme d'énergie thermique et de pression.

La somme de ces deux formes d'énergie, exprimée en kcal par kg de vapeur, est caractérisée par l'enthalpie, fonction de la température et de la pression.

En créant une différence de pression et une chute de température on réalise une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur).

La turbine placée entre ces deux sources assure la transformation en énergie de rotation avec le minimum possible de pertes.

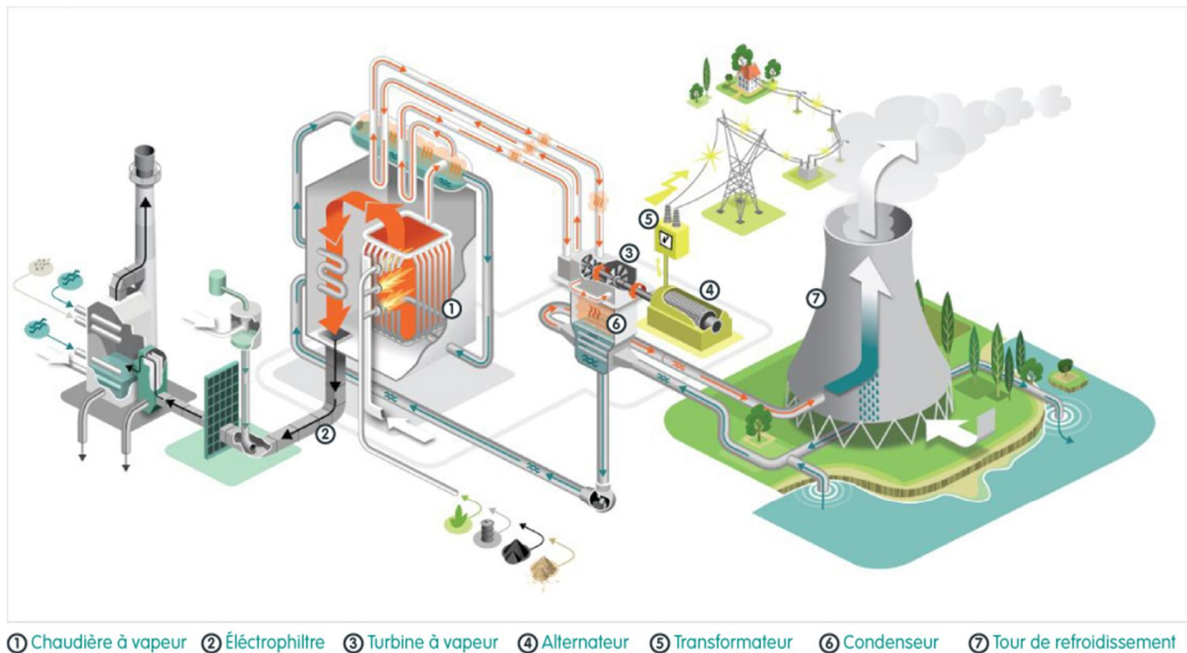


Figure 3.6 Centrales thermiques à vapeur

3.3.2 Classification : D'après le mode d'utilisation de la vapeur, on distingue trois grands types de turbines à vapeur:

- **Turbines à condensation :** la pression de sortie est très faible, la vapeur retourne directement au condenseur.
- **Turbines à contre-pression :** la pression en fin de détente à l'aval de la turbine est suffisante pour être utilisée dans une installation annexe.

- **Turbines à soutirage** : soutirage d'une partie de la vapeur en cours de détente, le reste continue de fournir du travail dans les étages suivants et retourne au condenseur. Cette technique permet d'améliorer le rendement d'une installation.

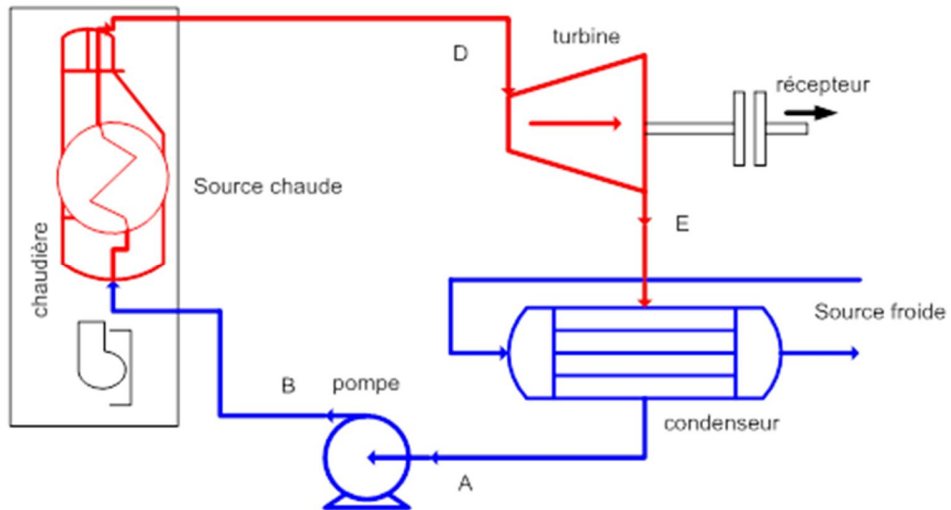


Figure 3.7 Schéma d'une centrale à vapeur

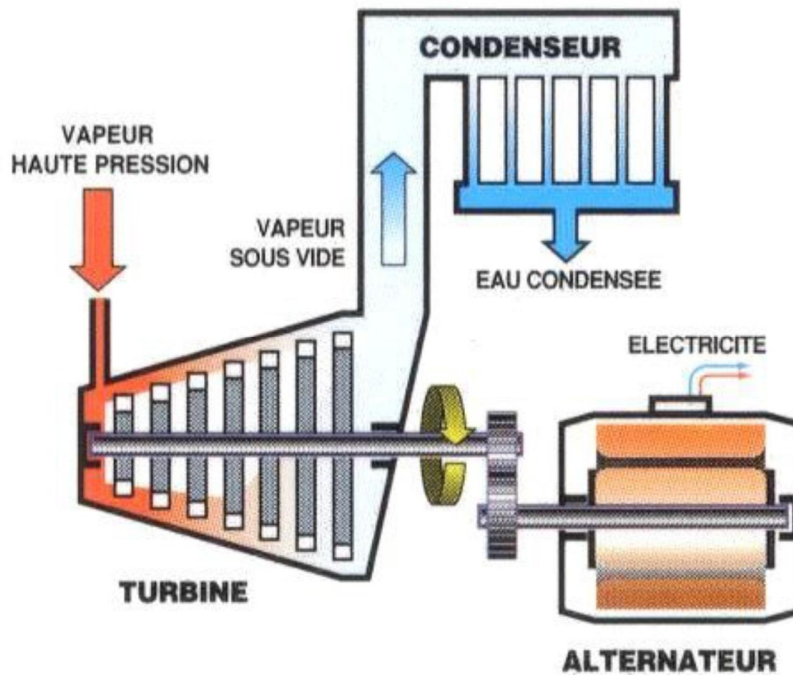


Figure 3.8 Turbines à condensation

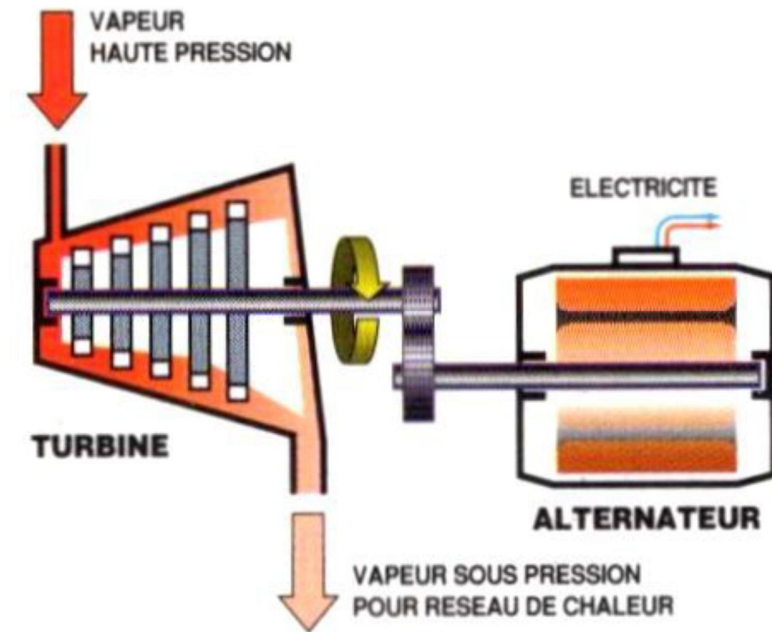


Figure 3.9 Turbines à contrepression

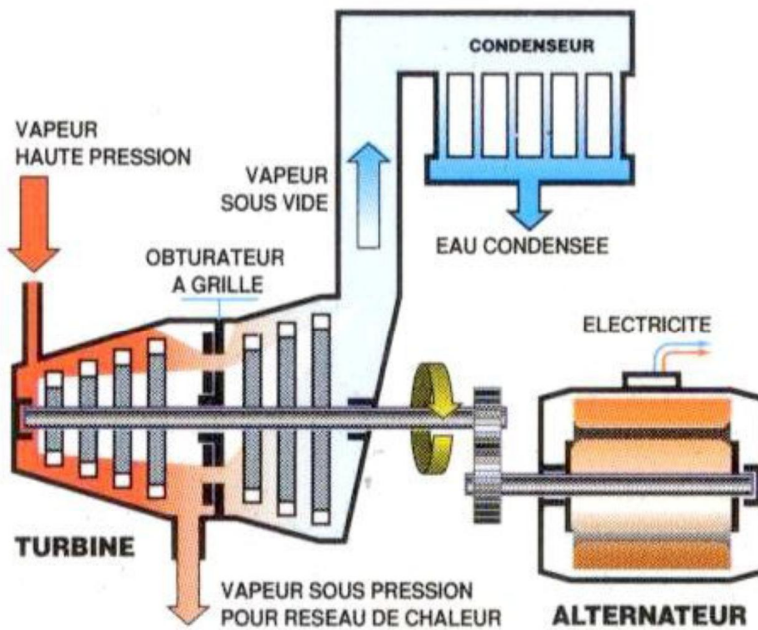


Figure 3.10 Turbines à soutirage

3.4 Les triangles de vitesse

Les machines axiales opèrent, en des termes relatifs, avec un grand débit et une faible variation énergétique du fluide. En général elles disposent d'une ou plusieurs ensembles de couronnes d'aubes fixes et mobiles. Une couronne d'aubes fixes reçoit le nom de stator et celle d'aubes mobiles est appelée le rotor. L'ensemble roto-stator est connu sous le nom d'étage.

3.4.1 Nomenclature et convention de signes

Habituellement pour les turbines, l'étage est composé d'un stator et d'un rotor, dans cet ordre. Ainsi, on note le point d'entrée du fluide dans le stator avec l'indice 1, le point d'entrée du rotor, correspondant avec la sortie du stator, avec l'indice 2, et finalement la sortie du rotor avec l'indice 3. Compte tenu que le domaine des turbomachines est assez vaste, la nomenclature varie légèrement d'un type d'application à une autre. Dans ces notes, les symboles utilisés pour l'étude des turbomachines sont :

C vitesse absolue de l'écoulement

W vitesse relative de l'écoulement

U vitesse périphérique du rotor

C_u , C_r et C_x Composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse absolue.

W_u , W_r et W_x Composantes tangentielle, radiales et axiales de la vitesse relative

α Angles des vitesses absolues

β Angles des vitesses relatives.

Les angles de l'écoulement α et β sont mesurés par rapport à la direction axiale. La forme des pales du rotor est donnée par les angles β , c'est-à-dire par les vitesses dans le repère relatif au rotor. D'autre part, la forme des pales du stator est donnée par les angles α , c'est-à-dire par les vitesses dans le repère absolu, celui des stators.

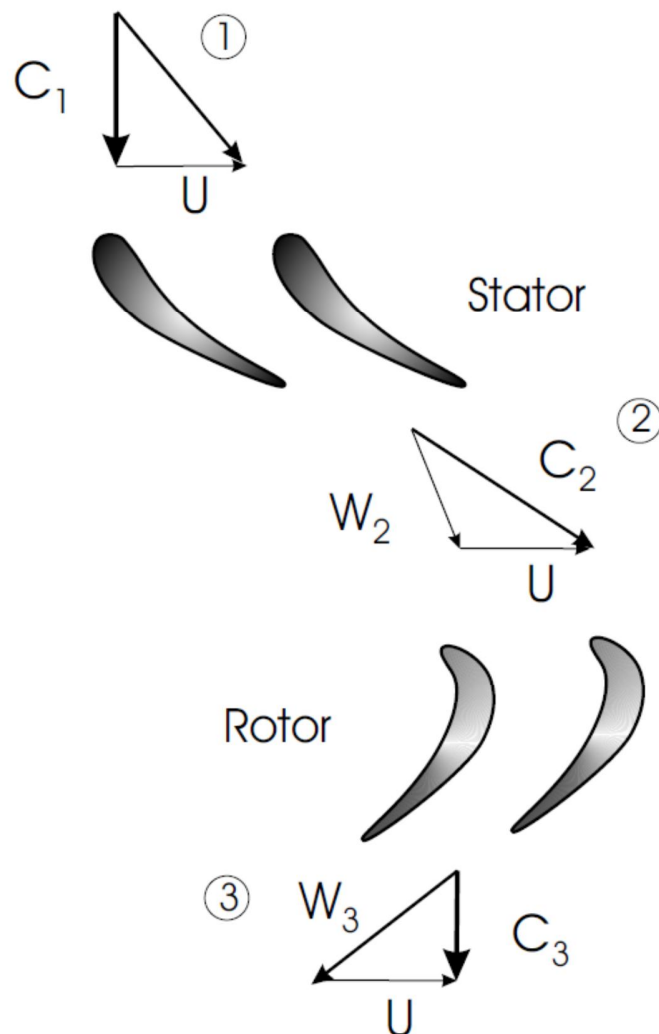


Figure 3.10 Etage d'une turbine

3.4.2 Le triangle normal

Quoique la vitesse axiale ainsi que la vitesse périphérique du rotor peuvent varier entre l'entrée et la sortie du rotor, dans la plupart des cas d'analyse des turbomachines axiales on assumera que la vitesse de périphérique du rotor demeure constante et que la composante axiale de la vitesse reste aussi constante entre l'entrée et la sortie des aubages. Cette hypothèse est valable si les changements d'aire et de masse volumique entre l'entrée et la sortie sont petits, ou bien si $\rho A = cte$, puisque dans l'expression $\dot{m} = \rho_1 C_{1x} A_1 = \rho_2 C_{2x} A_2$ les termes en ρ et A , s'annulent. Donc :

$$C_{1x} = C_{2x} = C_x = cte \quad \text{---(3.1)}$$

Aussi, pour une machine axiale avec $U_2 = U_3 = U = cte$, l'équation de travail pour une turbine devient :

$$W = U (C_{u2} - C_{u3}) \quad (3.2)$$

Etant donné que la vitesse périphérique est considérée comme une constante, le triangle de vitesse à l'entrée (note par l'indice 2) et à la sortie (avec l'indice 3) du rotor d'un étage peuvent être superposés et aussi ajouter la forme approximative des pales. Cette configuration, illustre sur la figure 3.11 reçoit le nom de triangle normal de vitesse et l'étage correspondant stator-rotor, est appelé étage normal. Il s'agit d'un étage répétitif pour lequel :

$$C_3 = C_1; \alpha_3 = \alpha_1; C_x = cte \text{ et } U = cte \quad (3.3)$$

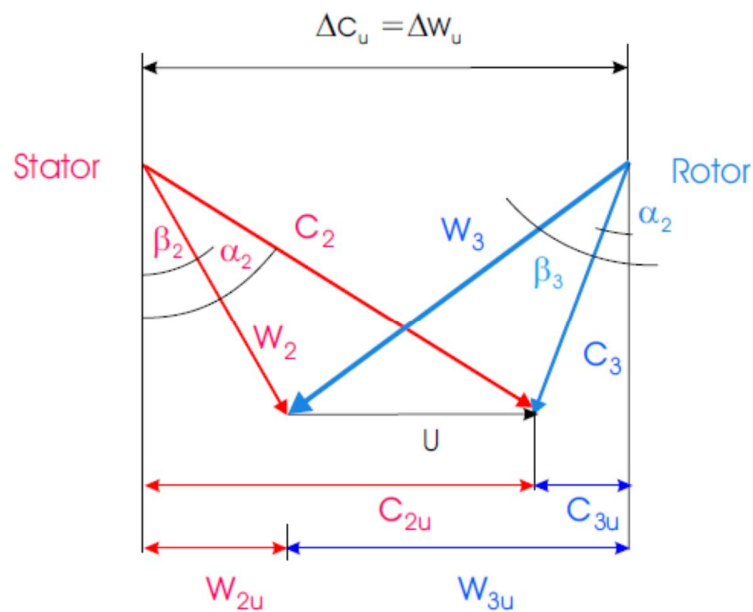


Figure 3.11 triangle de vitesse normal d'une turbine

3.4.3 Caractérisation des triangles de vitesse

Pour effectuer l'analyse d'un étage, on emploie trois coefficients adimensionnels qui permettent la caractérisation des triangles de vitesse. Ceux-ci sont : le coefficient de charge, le coefficient de débit et le degré de réaction.

➤ **Le coefficient de charge**

Le coefficient de charge ψ , est une mesure de la puissance par unité de masse de l'étage.

$$\psi = \frac{W}{U^2} = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \frac{c_p \Delta T_0}{U^2} \eta_s \frac{\Delta h_{0s}}{U^2} \quad (3.4)$$

Le coefficient ψ est positif pour les turbines.

Pour les turbines à gaz, $\psi > 1.5$ indique des pales fortement chargées, par contre, $\psi < 1.5$ dénoté des aubes faiblement chargées.

➤ Le coefficient de débit

Le coefficient de débit ϕ est un paramètre directement proportionnel à la vitesse axiale et il est une mesure du débit massique et de la grandeur de l'étage.

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (3.5)$$

Le coefficient de charge et le coefficient de débit sont des paramètres scalaires qui s'appliquent au triangle de vitesses, mais qui ne permettent pas une caractérisation complète de ce triangle. Par exemple. Alors, pour spécifier le triangle de vitesse de façon unique, on introduit un troisième coefficient adimensionnel qui est le degré de réaction.

➤ Le degré de réaction

Le degré de réaction caractérise la répartition de la détente d'un fluide entre le rotor et le stator. Principalement, le degré de réaction indique la proportion dans laquelle la chute (ou le gain) de pression se distribue entre le rotor et le stator. Toutefois, le transfert d'énergie n'est pas seulement du à la pression mais aussi dépend d'autres forme d'énergie, tel que l'énergie cinétique, par exemple. Donc, une définition plus générale du degré de réaction doit comprendre finalement la notion d'enthalpie. Alors, on le définit comme :

$$R = \frac{\text{Changement d'enthalpie dans le rotor}}{\text{Changement d'enthalpie dans l'étage}} = \frac{\Delta h_{\text{rotor}}}{\Delta h_{\text{étage}}} = \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_1} \quad (3.6)$$

D'une manière semblable à l'équation d'Euler, le degré de réaction peut être exprimé en termes de la cinématique du problème. Pour l'analyse d'une turbomachine axiale, on applique deux hypothèses fondamentales :

- la vitesse absolue à l'entrée du stator est égale à celle à la sortie du rotor $C_1 = C_3$
- les vitesses périphériques sont égaux c.à.d. $U_2 = U_3 = U$

On a alors :

$$W = h_{01} - h_{03} = h_1 - h_3 = \Delta h_0 = \psi U^2 \quad (3.7)$$

Si on néglige les pertes et le transfert de chaleur dans le stator, le changement d'enthalpie totale dans l'étage correspond au changement d'enthalpie totale dans le rotor. C'est-à-dire :

$$h_{01} - h_{03} = h_{02} - h_{03} = \Delta h_{0(2-3)} \quad (3.8)$$

$$\Delta h_{0(2-3)} = h_2 + \frac{C_2^2}{2} - \left(h_3 + \frac{C_3^2}{2} \right) \Rightarrow h_2 - h_3 = \Delta h_{0(2-3)} - \frac{C_2^2}{2} + \frac{C_3^2}{2} \quad (3.9)$$

D'où

$$R = \frac{\Delta h_{0(2-3)} - \frac{C_2^2}{2} + \frac{C_3^2}{2}}{\Delta h_{0(2-3)}} = 1 - \frac{\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_3^2}{2}}{\Delta h_{0(2-3)}} \quad (3.10)$$

Bien que le travail spécifique peut varier dans le sens radial, la grandeur des aubes est généralement petite par rapport au diamètre du rotor, ce qui permet le choix d'une position de référence moyenne sans introduire une erreur importante.

L'hypothèse des vitesses périphériques permet la simplification de l'expression du degré de réaction. Notamment par l'intermédiaire de la formule :

$$C^2 = C_x^2 + C_u^2 \text{ avec } C_x = cte \quad (3.11)$$

$$R = 1 - \frac{C_{2u}^2 - C_{3u}^2}{2U(C_{2u} - C_{3u})} = 1 - \frac{C_{2u} + C_{3u}}{2U} \quad (3.12)$$

Plusieurs autres formules intéressantes utilisant le degré de réaction ont été trouvées avec l'introduction de l'équation d'Euler :

$$\Delta h_{0(2-3)} = C_{2u} - C_{3u} = \psi U \quad (3.13)$$

Par exemple, à partir de l'équation de l'enthalpie relative, on peut conclure :

$$h_2 + \frac{W_2^2}{2} = h_3 + \frac{W_3^2}{2} \Rightarrow h_2 - h_3 = \frac{W_3^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} \quad (3.14)$$

D'où

$$R = \frac{W_3^2 - W_2^2}{2\psi U^2} = \frac{(W_3 + W_2)(W_3 - W_2)}{2U(W_3 + W_2)} = \frac{W_3 - W_2}{2U} \quad (3.15)$$

3.4.4 Relations utiles pour le degré de réaction

Pour les turbines axiales, les expressions le plus importantes reliant les angles de l'écoulement, le coefficient de charge, le coefficient de débit et le degré de réaction sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{C_{3u}}{U} = R - 1 + \frac{\Psi}{2} \\ \frac{C_{2u}}{U} = 1 - R + \frac{\Psi}{2} \\ \frac{W_{3u}}{U} = 1 - \frac{C_{3u}}{U} = R + \frac{\Psi}{2} \\ \frac{W_{2u}}{U} = 1 - \frac{C_{2u}}{U} = \frac{\Psi}{2} - R \end{array} \right. \quad (3.16)$$

Ces relations peuvent être combinées pour exprimer le module des vitesses absolues et relatives à l'entrée et à la sortie du rotor. Par exemple :

$$\frac{C_3}{U} = \sqrt{\left(\frac{C_{3u}}{U}\right)^2 + \left(\frac{C_{3x}}{U}\right)^2} = \sqrt{\phi^2 + \left(R - 1 + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (3.17)$$

$$\frac{C_2}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(1 - R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (3.18)$$

$$\frac{W_3}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (3.19)$$

$$\frac{W_2}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(\frac{\Psi}{2} - R\right)^2} \quad (3.20)$$

Les relations précédentes peuvent être manipulées pour trouver une série d'expressions pratiques entre les angles de l'écoulement et les variables adimensionnelles ψ, ϕ et R comme suit :

$$\tan \alpha_3 = \left(\frac{R - 1 + \frac{\Psi}{2}}{\phi} \right) \quad (3.21)$$

$$\tan \alpha_2 = \left(\frac{1 - R + \frac{\psi}{2}}{\phi} \right) \quad (3.22)$$

$$\tan \beta_3 = \left(\frac{R + \frac{\psi}{2}}{\phi} \right) \quad (3.23)$$

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{\frac{\psi}{2} - R}{\phi} \right) \quad (3.24)$$

3.4.5 Les triangles de vitesse spéciaux

Le degré de réaction est très important en turbomachines et on lui accorde une visibilité particulière. Ainsi, nous allons voir quelques triangles de vitesse spéciaux en fonction de leur degré de réaction. Dans la suite on se concentre sur le cas des turbines.

➤ **Degré de réaction de 100 %, $R = 1$**

D'après la formule du degré de réaction (3.12), on trouve que lorsque $R = 1, C_2 = C_3$. Dans ce cas, seulement le stator dirige l'écoulement et toute la variation d'enthalpie se produit dans le rotor. Cette variation est donnée par :

$$W = U (C_{2u} - C_{3u}) = U (C_{2u} + |C_{3u}|) = 2UC_2 \sin \alpha_2 \quad (3.25)$$

Selon cette expression le coefficient de charge est

$$\psi = \frac{W}{U^2} = 2 \frac{C_2}{U} \sin \alpha_2 \quad (3.26)$$

La figure (3.12) illustre un exemple de triangle de vitesse ayant un degré de réaction de 100%.

➤ **Degré de réaction de 50 %, $R = 0.5$**

Pour ce cas, le triangle de vitesse est symétrique. Si $R = 0.5$, d'après la formule

$$R = 0.5 + \frac{\phi}{2} (\tan \beta_3 - \tan \alpha_2) \quad (3.27)$$

$\beta_3 = \alpha_2$ donc $C_2 = W_3$. C'est-à-dire que la vitesse de sortie du stator et du rotor sont égales.

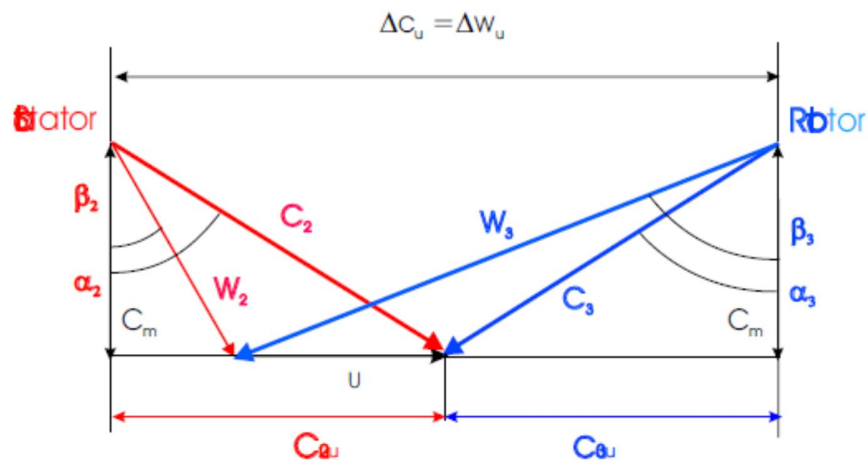


Figure 3.12 triangle de vitesse avec $R=1$

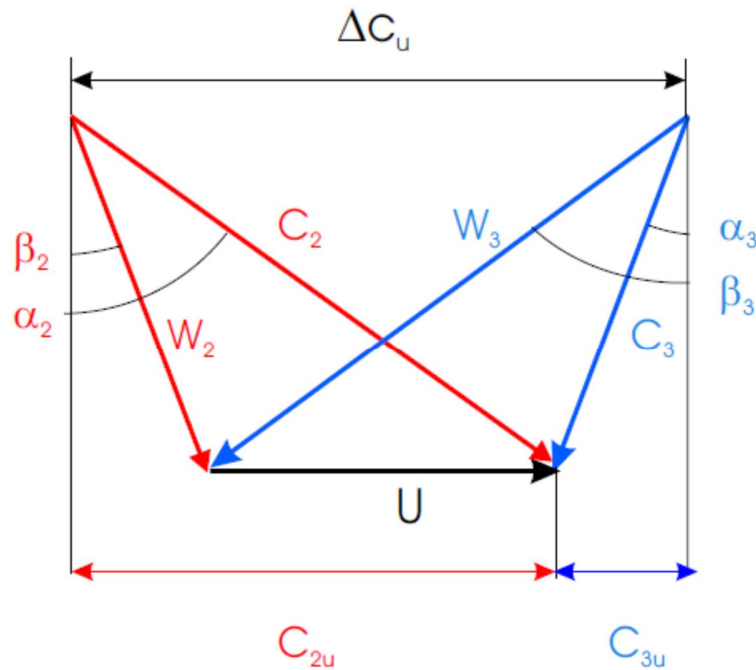


Figure 3.13 triangle de vitesse avec $R=0.5$

➤ **Degré de réaction nul, $R = 0$**

Si $R = 0$, d'après l'Eq.3.15 on trouve $W_2 = W_3$, $\beta_2 = \beta_3$.

Lorsqu'il s'agit d'une turbine, un degré de réaction nul n'indique que l'écoulement est accélère dans le stator et seulement dévie a vitesse constante dans le rotor.

Pour un étage de réaction avec $R = 0$, L'enthalpie ne change pas dans le rotor. Cet étage ne correspond pas exactement à un étage d'impulsion dans lequel la pression ne change

pas dans le rotor. Cependant pour le cas idéal isentropique, l'étage avec $R = 0$ est exactement égale à un étage d'impulsion. Un exemple de triangle de vitesse avec $R = 0$ est montré sur la figure (3.14).

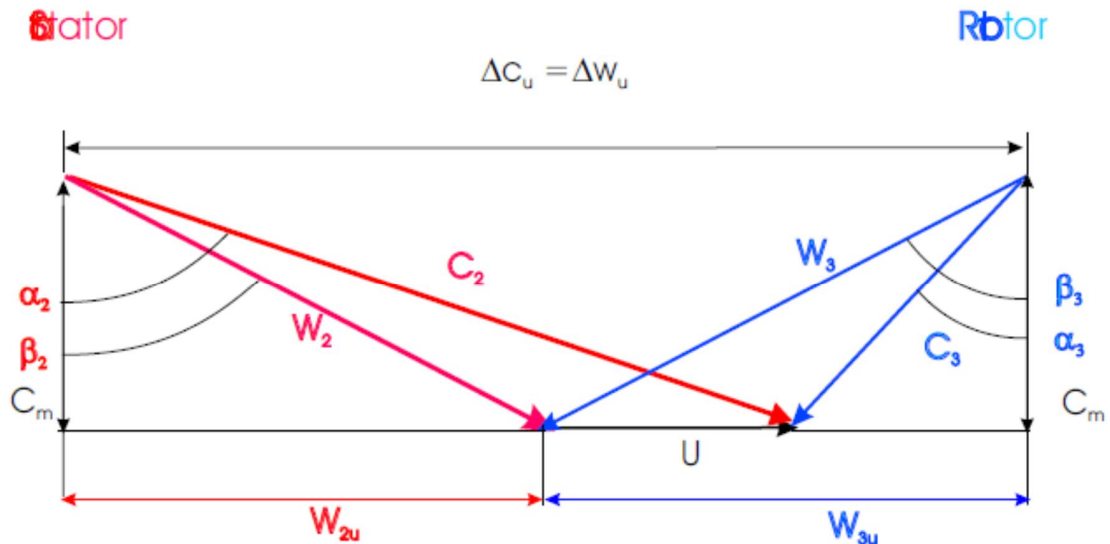


Figure 3.14 triangle de vitesse avec $R=0$

3.5 Exercices

Exercice 01

On considère la détente du vapeur d'eau dans une Turbine à Vapeur multi étage à haute pression. Les conditions d'entrer de vapeur sont les suivant : pression de stagnation de 7 Mpa, température de stagnation de 500 C° et l'enthalpie de stagnation correspondante est de 3420 Kj/Kg. La pression de stagnation de sortie est de 0.7 Mpa. On suppose que la vapeur d'eau est un gaz parfait avec $\gamma=1,3$. on donne aussi $\eta_p=82\%$ et $\eta_{st}=82\%$. Calculer :

- La température et le volume spécifique à la sortie de TV.
- Le facteur de réchauffage (Reheat Factor RF)

On considère la relation suivante pour la vapeur d'eau:

$$P_v=0.24(h-1945), \text{ tel que } P \text{ en Kpa, } v \text{ en m}^3/\text{kg} \text{ et } h \text{ en Kj/Kg.}$$

Exercice 02:

Une turbine à vapeur produise 20 MW avec les conditions suivant : $P_{01}=4$ Mpa, $P_{02}=0.4$ Mpa, $T_{01}=300$ C°, $\eta_{st}=86\%$, $RH=1.05$ et la perte de l'énergie externe est 2% de la chute de

l'enthalpie total. Depuis le diagramme de vapeur d'eau on trouve $h_{01}=2960$ Kj/Kg et $h_{02}=2500$ Kj/Kg.

- Déterminer le débit massique ?

On considère à la sortie du premier étage que $C_2=245$ m/s $v=70$ dm³/kg, et le diamètre moyen est de 765 mm, ainsi l'angle de sortie est $\alpha_2=77^\circ$ par rapport à la direction axial.

- Calculer la hauteur de la pale de la turbine ?

Exercice 03:

Une turbine à basse pression contient Cinq étages identique, produise une puissance globale de 6.64 MW avec les conditions suivant $P_{01}=213$ kpa, $T_{01}=1200$ K°, $Q_m=15$ kg/s, l'angle d'enter et sortie de stator sont $\alpha_1=15^\circ$, $\alpha_2=70^\circ$, respectivement. Le rayon moyen est de 0.46m et l'arbre tourne avec un angle de rotation w de 5600 rpm.

- Calculer le coefficient de chargement ψ (loading coefficient) et le coefficient de débit ϕ (flow coefficient) pour le premier étage.
- Monter que le degré de réaction est de 0.5
- Schématiser le triangle de vitesse de l'étage
- Calculer la section de passage à l'enter de la turbine, puis calculer la hauteur moyenne de la pale.

On donne $\gamma=1,333$; $r=287$ j/kj.k ; $c_P=1150$ j/kg.k

Exercice 04:

On considère la détente d'un gaz dans une TG mono étage avec un écoulement axial à l'entrée et sortie du turbine avec $P_{01}=311$ kpa, $T_{01}=1123$ K°, pression statique $P_3=100$ kpa, Le gaz sort de stator avec un angle de 70° . La vitesse de l'arbre est de 500 m/s. le rendement total à statique est de $\eta_{T-S}=87\%$ et $\gamma=1,33$.

Travail demandé :

- La chute d'enthalpie totale
- Le nombre de Mach
- Le rendement total à total
- Le degré de réaction, puis schématiser le triangle de vitesse ?

Chapitre

4

Compresseurs axiaux et centrifuges

4.1 Introduction

Les compresseurs se présentent sous des formes très variées en fonction de leurs conditions d'utilisation et de leurs caractéristiques de pression et de débit. Deux grandes classes de machines peuvent être retenues : les turbocompresseurs axiaux et centrifuges et les compresseurs volumétriques. On s'intéresse ici par turbocompresseurs.

Les turbocompresseurs voient un certain nombre d'application dans l'industrie mais leur application principale est constituée par l'aéronautique où ils assument la compression d'air de la majorité des turbines à gaz.

Les compresseurs axiaux (figure 4.1) se distinguent par leur faible rapport de compression par étage et leur débit volume très élevé. Un grand nombre de ces machines est le siège d'écoulements supersoniques.

Les compresseurs centrifuges d'allure très caractéristique (figure 4.2) ont un taux de compression plus élevé. Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de forte puissance dont le fonctionnement est absolument vital pour l'unité dans laquelle ils sont installés. Extérieurement un compresseur centrifuge se présente généralement sous la forme d'une machine à un ou plusieurs corps. Le nombre de corps mis en œuvre dépend du taux de compression. Leurs utilisations sont souvent répandues, surtout dans les industries chimiques et pétro chimique.

L'empilement des étages s'effectue suivant deux principes essentiels : la construction à tambour et la construction à disque (figure 4.3). L'envergure des ailettes varie le long de l'écoulement pour compenser les variations de la masse volumique du fluide et pour conserver à la vitesse débitante axiale une valeur constante.

Les ailettes rotoriques sont rapportées sur le disque ou le tambour par divers systèmes d'attache (figure 4.4) dont certains très complexes en forme de sapin (figure 4.5).

Les dispositifs d'étanchéité interne et externe conditionnent directement le rendement volumétrique.

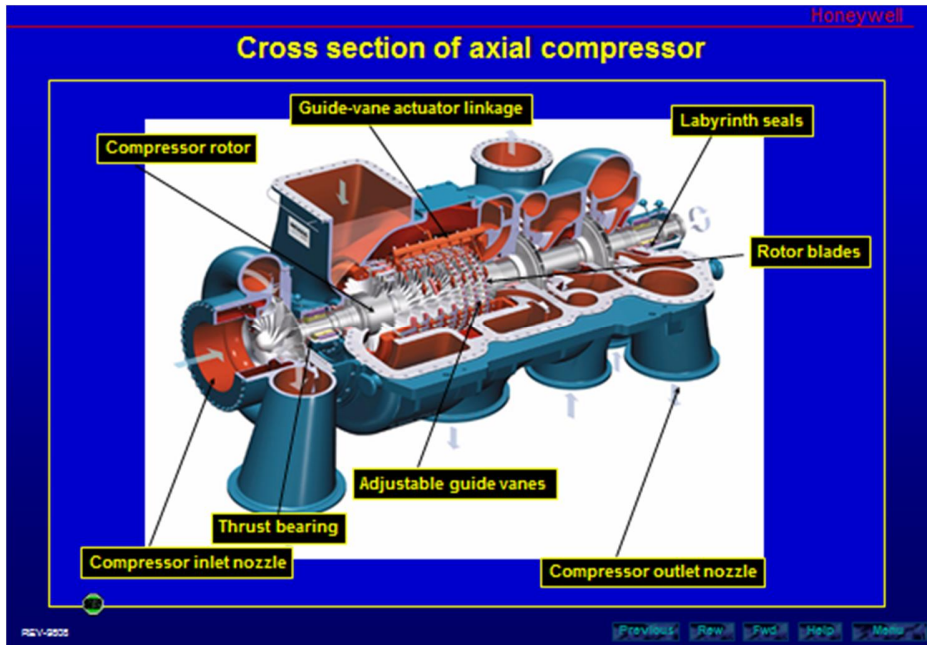


Figure 4.1 Compresseur axial

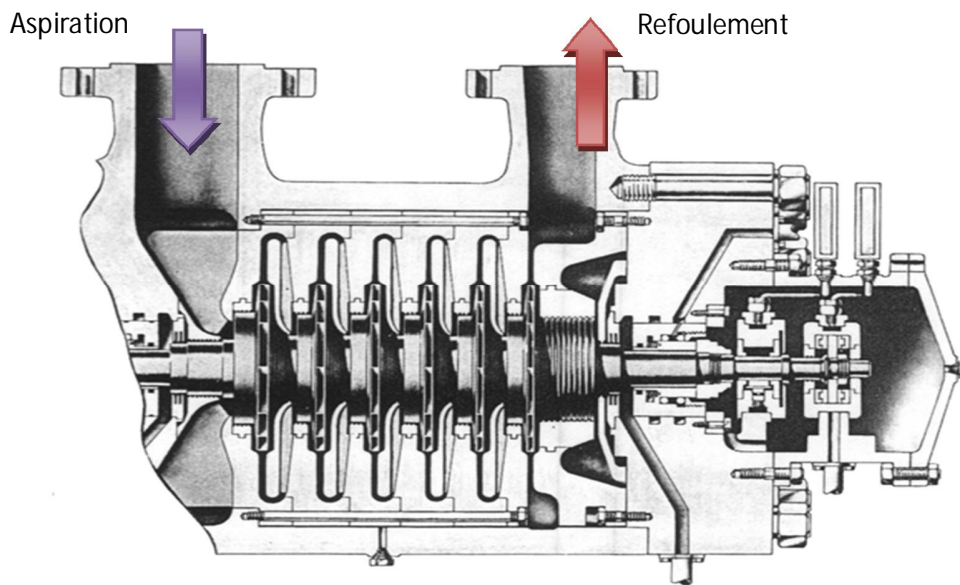


Figure 4.2 Compresseur centrifuge.

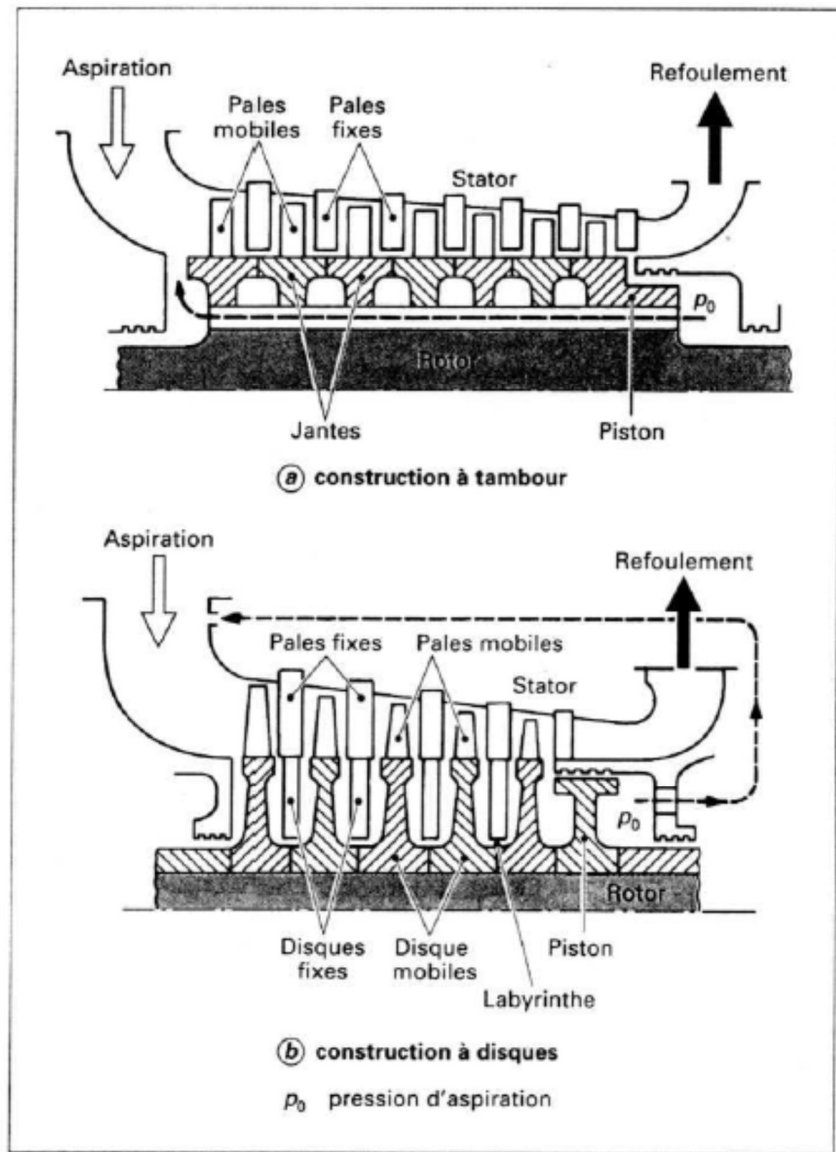


Figure 4.3 Construction à disques ou à tambour

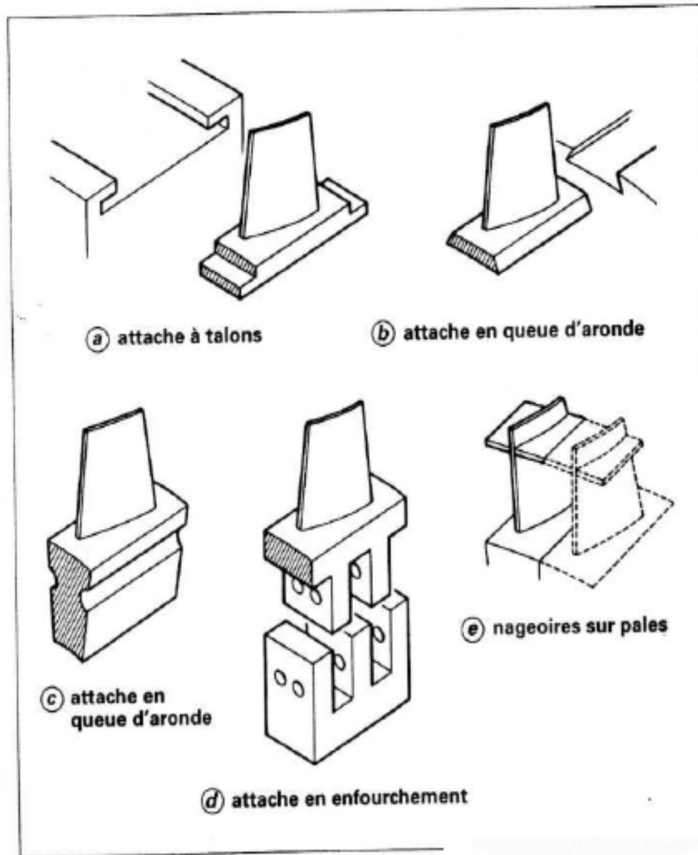
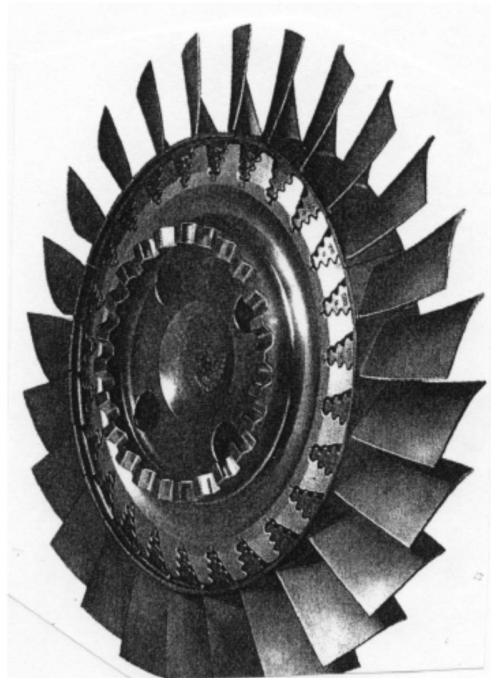


Figure 4.4 Différents systèmes de fixation

Figure 4.5 Fixation des pales d'un compresseur axial



4.2 Dispositif d'entraînement

Les compresseurs peuvent être entraînés par une turbine à vapeur (groupe turbocompresseur), un moteur électrique (groupe moto compresseur) et quelquefois une turbine à gaz.

➤ Entraînement par turbine

La turbine accouplée directement au compresseur et tourne donc à la même vitesse que lui (5000 tr/min à 12 000 tr/min).

➤ Entraînement par un moteur électrique

Le moteur électrique entraîne dans ce cas le compresseur à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré au compresseur (compresseurs d'air, compresseurs de vapeur d'eau). Dans le cas de moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit.

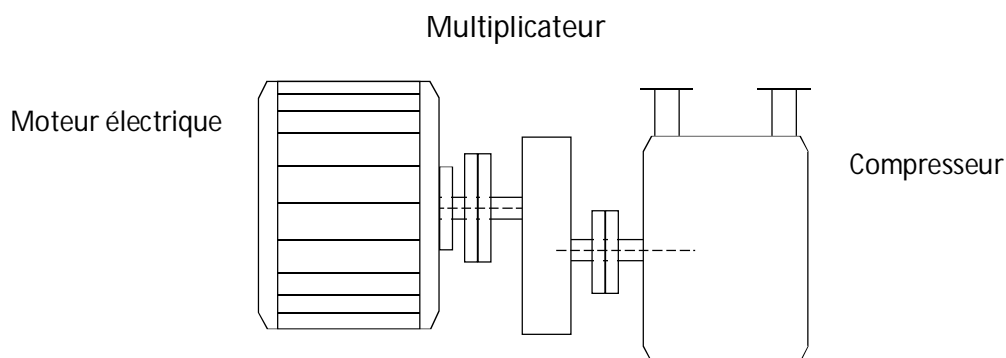


Figure 4.6 Entraînement par un moteur électrique

4.3 Caractéristique d'un compresseur

Les caractéristiques du compresseur sont

- Vitesse de rotation.
- Pression d'aspiration.
- Pression de refoulement.
- Le taux de compression.
- Température à l'aspiration.
- Débit volumique à l'aspiration.
- Nature du gaz à comprimer caractériser par sa constante(R) pour une tonne, l'exposant isentropique et son facteur de compressibilité.

4.4 Critères de choix des compresseurs : Le choix de compresseur dépend des paramètres suivants

- Qualité du gaz.

- Propreté du gaz.
- Nocivité du gaz.
- Débit, pression (taux de compression).

Pour ces deux derniers paramètres, la figure (4.7) donne une information sur les plages habituelles de fonctionnement des catégories de compresseur.

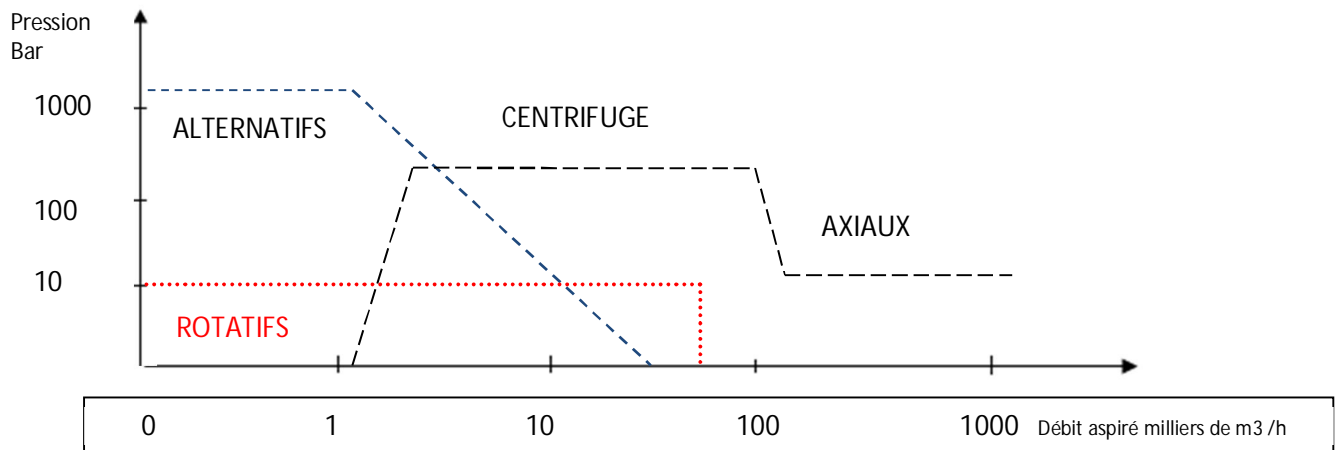


Figure 4.7 choix des compresseurs

4.5 Compresseurs axiaux

La configuration générale d'un compresseur axial est représentée à la figure 4.8. On remarque que pour la plupart des compresseurs axiaux :

- Le rayon moyen est presque constant;
- La vitesse axiale est maintenue constante par le changement de section de passage.

On note que par convention, on définit un étage d'un compresseur axial comme un rotor suivi d'un stator. On remarque également la présence des aubes directrices à l'entrée qui sont parfois utilisées et qui ne font pas partie des étages proprement dits. Le rôle de ces aubes directrices est alors de préparer l'écoulement pour le premier rotor.

À première vue, il semblerait qu'un compresseur axial pourrait être construit en inversant le sens de l'écoulement dans une turbine axiale. Cependant, il existe des différences fondamentales entre ces deux arrangements. Dans le cas des pales de turbines, la pression baisse au travers des rotors et stators, et la vitesse augmente. Dans le cas des pales de compresseurs, la pression augmente au travers des rotors et stators et la vitesse diminue.

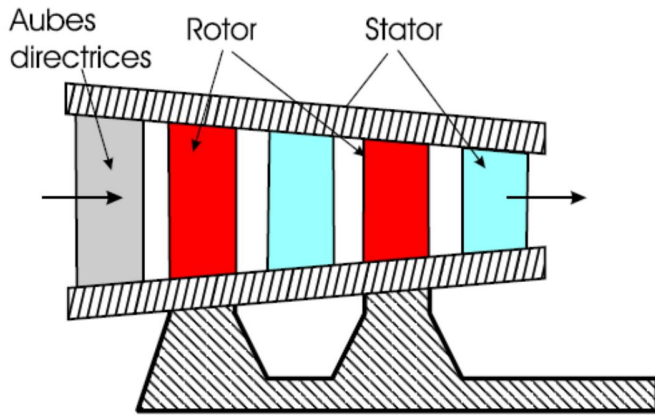
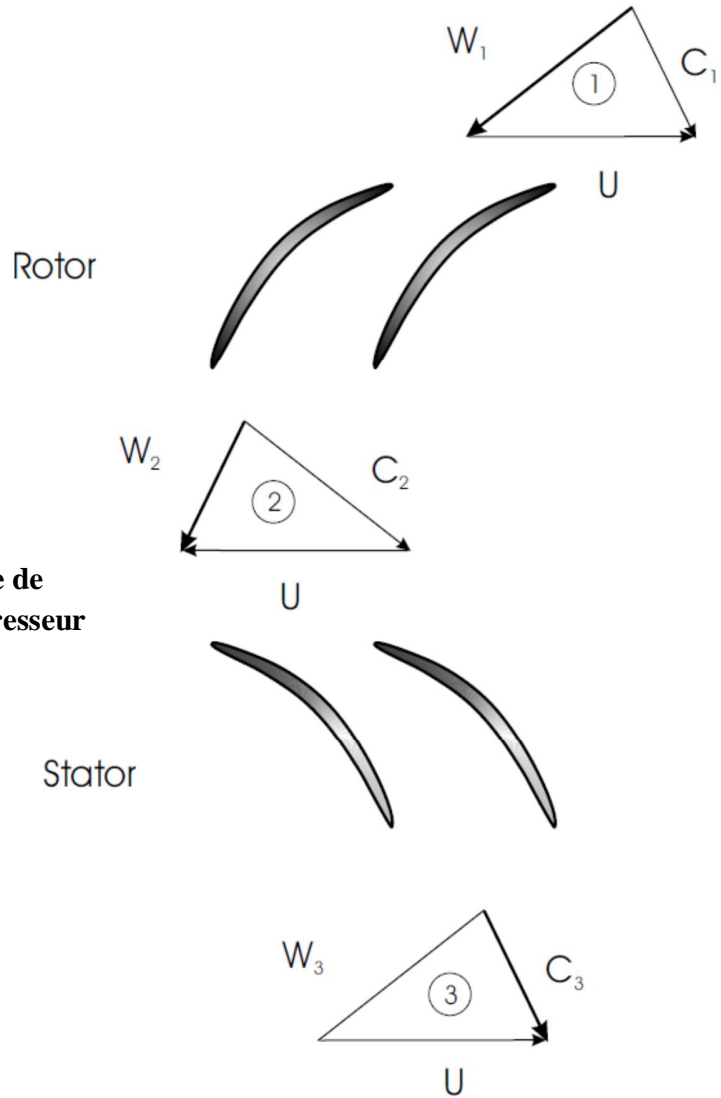


Figure 4.8 Coupe d'un compresseur axiale

Figure 4.9 triangle de vitesse pour un compresseur axial



On peut également trouver des formules pour les compresseur axiaux analogues à celles présentées pour les turbines reliant les coefficients adimensionnels ϕ, ψ et R avec les composantes des vitesses et les angles de triangle de vitesse.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{C_{1u}}{U} = 1 - R - \frac{\Psi}{2} \\ \frac{C_{2u}}{U} = 1 - R + \frac{\Psi}{2} \\ \frac{W_{1u}}{U} = 1 - \frac{C_{1u}}{U} = R + \frac{\Psi}{2} \\ \frac{W_{2u}}{U} = 1 - \frac{C_{2u}}{U} = R - \frac{\Psi}{2} \end{array} \right. \quad (4.1)$$

Ces relations peuvent être combinées pour exprimer le module des vitesses absolues et relatives à l'entrée et à la sortie du rotor. Par exemple :

$$\frac{C_1}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(1 - R - \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (4.2)$$

$$\frac{C_2}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(1 - R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (4.3)$$

$$\frac{W_1}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (4.4)$$

$$\frac{W_2}{U} = \sqrt{\phi^2 + \left(R - \frac{\Psi}{2}\right)^2} \quad (4.5)$$

Les relations précédentes peuvent être manipulées pour trouver une série d'expressions pratiques entre les angles de l'écoulement et les variables adimensionnelles ψ, ϕ et R comme suit :

$$\tan \alpha_1 = \left(\frac{1 - R - \frac{\Psi}{2}}{\phi} \right) \quad (4.6)$$

$$\tan \alpha_2 = \left(\frac{1 - R + \frac{\Psi}{2}}{\phi} \right) \quad (4.7)$$

$$\tan \beta_1 = \left(\frac{R + \psi/2}{\phi} \right) \quad (4.8)$$

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{R - \psi/2}{\phi} \right) \quad (4.9)$$

Un exemple de triangle de vitesse est représenté sur la figure suivante

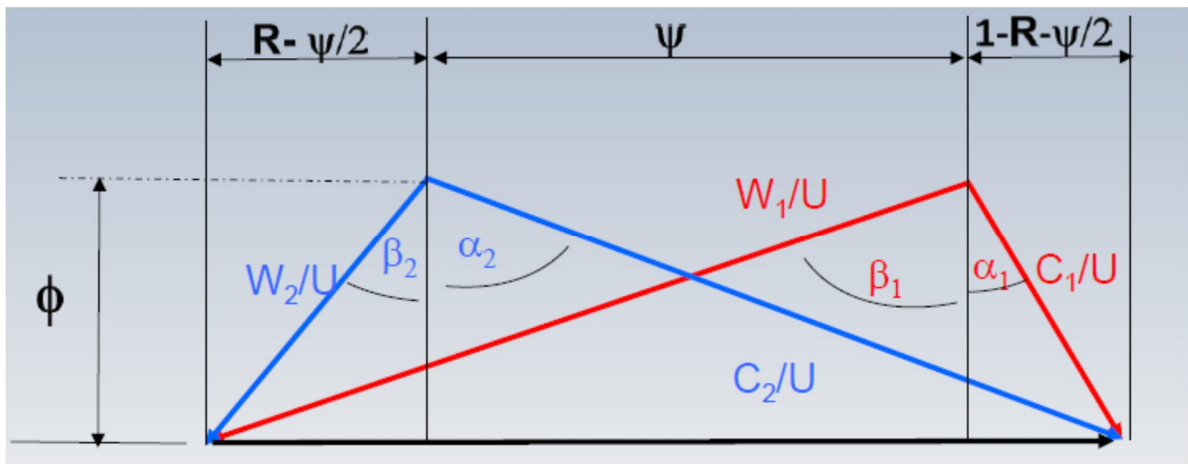


Figure 4.10 Diagramme adimensionnel de vitesses pour un compresseur

4.6 Compresseurs centrifuges

4.6.1 Généralités

Caractérisés par une grande vitesse de rotation et un rendement plus faible par rapport aux compresseurs axiaux (écoulement radial puis axial) les compresseurs centrifuges ont par contre un taux d'augmentation de pression par étage plus élevé.

L'organisation générale d'un compresseur centrifuge est semblable à celle d'un ventilateur centrifuge ou d'une pompe centrifuge.

Il se compose d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute ; la vitesse de rotation est élevée (15000 tr/mn) et un multiplicateur est souvent installé entre la turbine libre et le compresseur centrifuge.

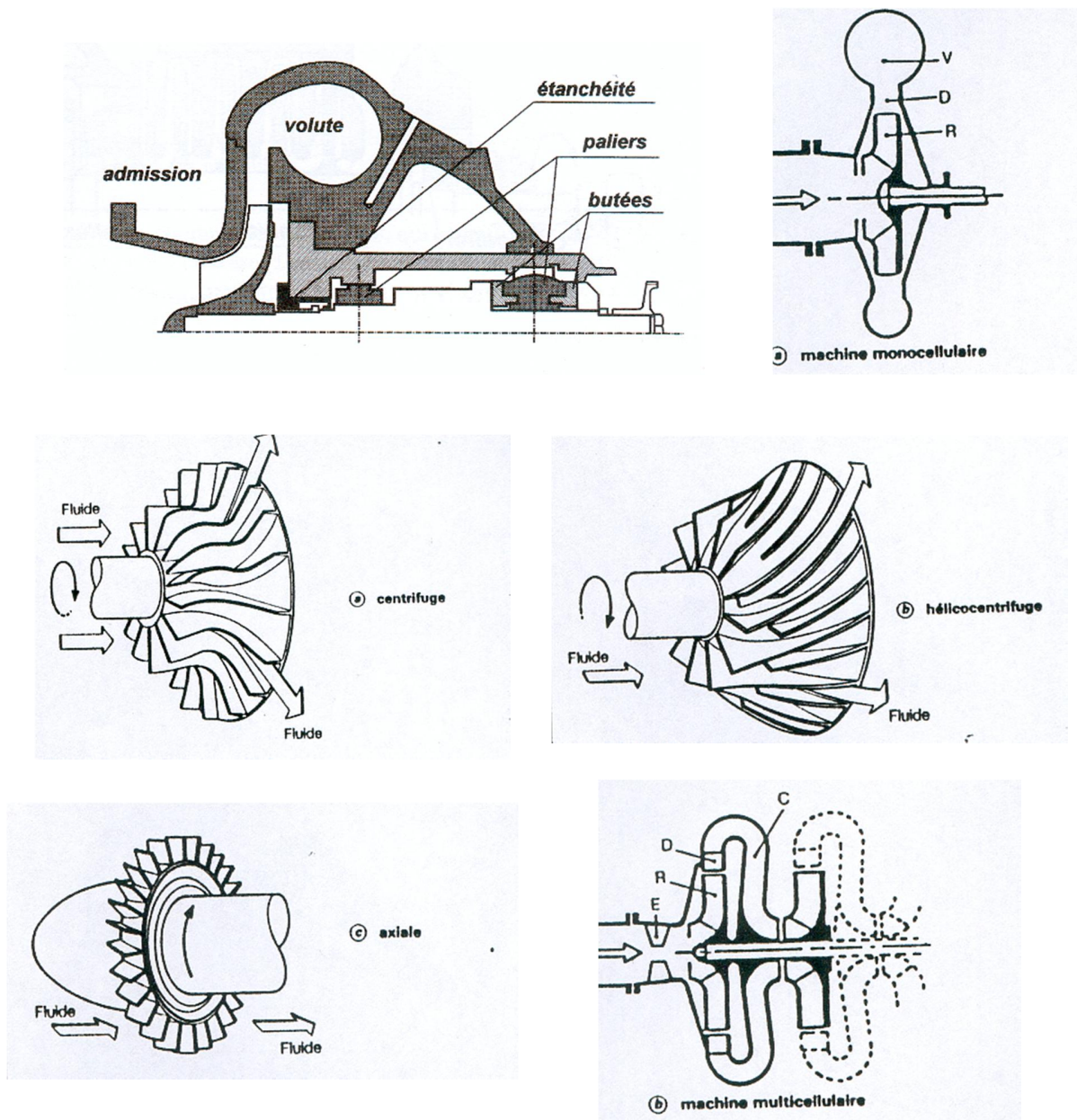


Figure 4.11 Types des roués pour les compresseurs centrifuges

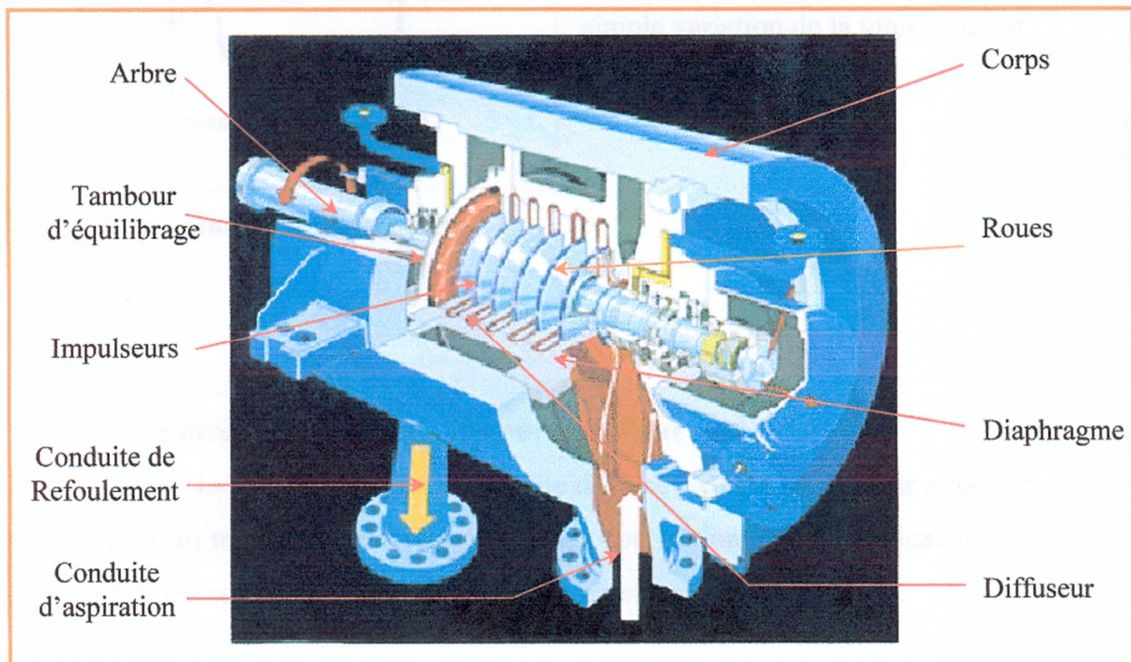


Figure 4.12 vue générale compresseurs centrifuges

4.6.2 Travail de compression pour un compresseur centrifuge

L'équation de la transformation de l'énergie s'écrit sous sa forme la plus simple

$$Q + W = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (4.10)$$

Q : Chaleur échangée

W : travail absorbé

$(H_2 - H_1)$: Augmentation d'enthalpie

$\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$: Variation de l'énergie cinétique

$g(z_2 - z_1)$: Terme de gravité

En négligeant ce dernier terme et pour $C_1 \approx 0$, La roue fournit au fluide un travail spécifique utile W :

$$W = (H_2 - H_1) + \frac{C_2^2}{2} \quad (4.11)$$

Le rendement isentropique du compresseur est calculé par la formule suivante

$$\eta_s = \frac{H_2 - H_1}{H_{2'} - H_1} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_{2'} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \quad (4.12)$$

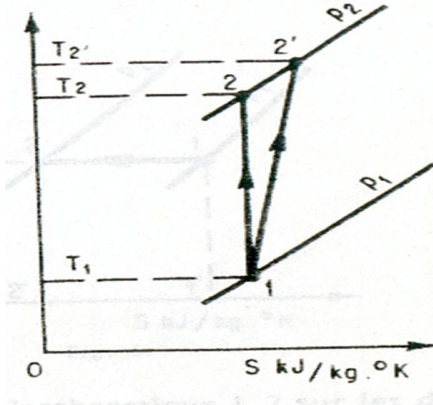


Figure 4.13 diagramme T, S de la compression

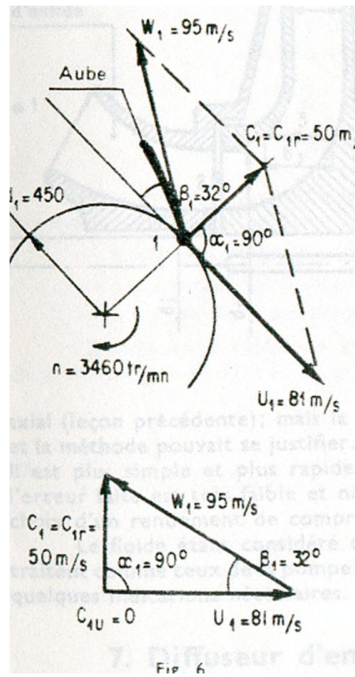
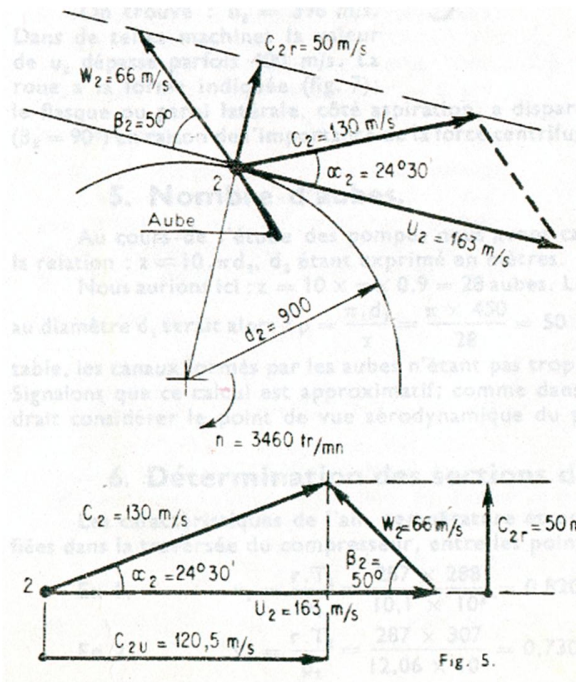


Figure 4.13 triangle de vitesse pour un compresseur centrifuge

4.6.3 Compresseur centrifuge multicellulaire

Le but de construction du Compresseur centrifuge multicellulaire est l'augmentation d'enthalpie et de rapport de compression, tel que ce dernier est donné par la relation

$$\tau_g = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \frac{P_4}{P_3} \dots \frac{P_n}{P_1} = \frac{P_n}{P_1} \quad (4.13)$$

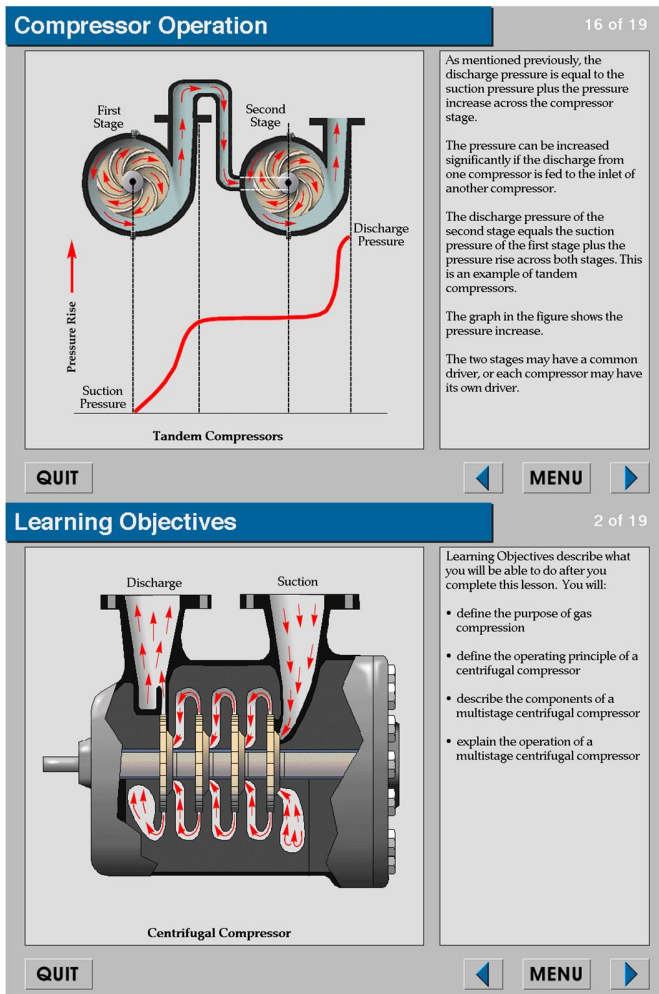


Figure 4.14 Compresseur à deux étages

Figure 4.15 Compresseur multicellulaire en coupe

Chaque roue communique le même travail théorique correspondant à l'augmentation isentropique d'enthalpie dans l'étage. Notons que seul le premier étage fournit au fluide un travail utile légèrement supérieur à celui des autres étages. De ce fait on admet que tous les étages travaillent de la même façon et que les vitesses ont les mêmes au niveau de chaque étage.

4.7 Pompage des compresseurs

4.7.1 Définition

Par principe, le compresseur est relié à deux réseaux aux pressions différentes, l'aspiration (basse pression) et le refoulement (haute pression).

Le pompage d'un compresseur se produit lorsque le réseau à haute pression du refoulement se vide dans le réseau à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur. Ce phénomène, qui peut avoir plusieurs causes, provoque une instabilité momentanée du réseau d'aération (cas où le gaz est de l'air). Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration, le compresseur retrouve des conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence. Ces grandes fluctuations de débit portent donc le nom de pompage, en raison de la nature oscillatoire du phénomène de va-et-vient du débit.

4.7.2 Conséquences et recommandations

Chaque inversion de sens du débit d'air représente un choc violent pour la chaîne cinématique du compresseur, et pour l'alimentation électrique du moteur principal.

Ce phénomène mène à ruptures d'ailettes sur les compresseurs, fortes vibrations radiales et destruction des paliers, usure prématurée des moteurs électriques, éclatement de tuyauteries du réseau d'aération.

Les constructeurs prévoient donc des coefficients de sécurité en conséquence et des capteurs de pompage, mais les effets du pompage sont rapidement destructeurs, soit immédiatement, soit progressivement par fatigue des éléments soumis au choc répété.

Pour éviter les destructions, les constructeurs prévoient des capteurs de pompage, ou de retour de débit, qui coupent l'alimentation générale du moteur principal.

Les autres sondes de protection (température, pression différentielle...) permettent en théorie d'anticiper le phénomène.

Pour éviter le phénomène de pompage, il est impératif de ne pas soumettre les compresseurs centrifuges à des conditions de fonctionnement supérieures à leur point de fonctionnement maximum, car la casse est alors inévitable avec des conséquences financières importantes.

4.8 Exercices

Exercice 01

Le premier étage d'un compresseur axial de 3 étages reçoit de l'air avec une vitesse de 100 m/s, une pression statique de 100 kPa et une température statique de 15°C. Les caractéristiques suivantes peuvent être assumées :

- vitesse axiale constante,
- déflexion de l'écoulement de 25° (dans le repère absolu) à chaque rotor,
- écoulement purement axial à l'entrée de chaque rotor,
- rayon moyen $r_m = 0.2$ m
- hauteur des pales du 1^{er} rotor $h = 1$ cm,
- vitesse de rotation $N = 8000$ rpm,
- rendement polytropique $r/p = 0.9$,
- gaz parfait $\gamma = 1.4$
- $R = 287$ J/kgK

Calculez :

1. Le rapport de pression totale de chaque étage et du compresseur,
2. La puissance requise par le compresseur,
3. La hauteur des pales à la sortie du dernier stator;

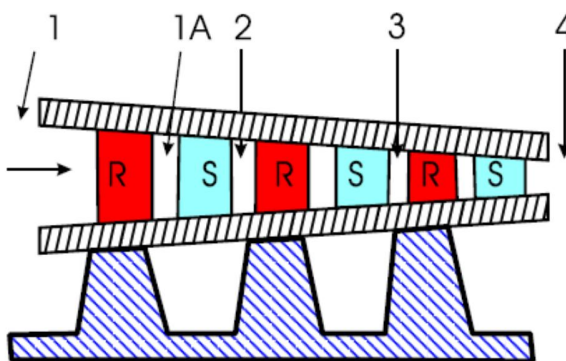


Figure 4.16 Compresseur axial

Exercice 02

Un compresseur axial multi-étage a les caractéristiques suivantes : température d'entrée $T_{01} = 293$ K, vitesse tangentielle de rotation au rayon moyen $U = 275$ m/s, et pour chaque étage, on a :

- coefficient de débit $\phi = 0.5$,
- coefficient de charge $\psi = 0.3$,
- degré de réaction $R = 0.5$

Si le rendement polytropique de chaque étage est $\eta_p = 88\%$ et que l'on veut un rapport de pression $P_{\text{sortie}} / P_{\text{entre}} = 5$, trouvez :

- le nombre d'étages requis,
- les angles des écoulements.

Utilisez $c_p = 1.005 \text{ kJ / kgK}$ et $\gamma = 1.4$

Exercice 03

De l'air entre dans un compresseur centrifuge avec une vitesse axiale $C_x = 100 \text{ m/s}$, une température totale $T_0 = 288 \text{ K}$ et une pression totale $P_0 = 101.3 \text{ kPa}$. A la sortie du rotor, l'angle relatif de l'écoulement mesure à partir de la direction radiale est 26.6° , la composante radiale de la vitesse est 120 m/s et la vitesse tangentielle des pales est de 500 m/s . Le débit d'air est 2.5 kg/s

1. Déterminez la puissance requise pour comprimer l'air si le rendement mécanique est $\eta_m = 0.95$.
2. Si le rapport des rayons a l'entrée du compresseur est 0.3 , trouvez le diamètre externe.
3. Déterminez le rapport des pressions totales entre l'entrée du compresseur et la sortie du diffuseur pour un rendement isentropique global de 80% .

Exercice 04

Un compresseur centrifuge ayant des pales radiales à la sortie du rotor reçoit de l'air a une température totale $T_0 = 288 \text{ K}$ et une pression totale $P_0 = 101.3 \text{ kPa}$. La vitesse de rotation a l'extrémité des pales du rotor est de 366 m/s . Déterminez la vitesse absolue ainsi que le nombre de Mach de l'écoulement a la sortie des pales du rotor lorsque la composante radiale de la vitesse à la sortie est 30.5 m/s et que le coefficient de glissement est de 0.9 . En considérant que l'aire vue par l'écoulement a la sortie du rotor est 0.1 m^2 et que le rendement isentropique du rotor est de 90% , déterminez le débit massique.

Chapitre

5

Similitude des Turbomachines

5.1 Introduction

Les performances d'une turbomachine dépendent d'un nombre important de paramètres tels que la géométrie de la machine, la nature du fluide, le régime de rotation, le débit et les conditions d'entrées.

La prédiction de ces performances dans le cas d'un prototype passe très souvent par des essais expérimentaux, bien que les codes de calcul par la simulation numérique ont atteint des niveaux de précision assez fiable.

Le nombre de paramètres à faire varier rend onéreuses les campagnes d'essais pour la caractérisation du fonctionnement de nouveaux prototypes de machines.

L'analyse dimensionnelle permet, par l'application du théorème de Vashy-Buckingham, de réduire le nombre de variables en regroupant les grandeurs physiques initiales en groupements sans dimensions et diminuer ainsi le nombre de paramètres à faire varier lors des essais.

Les objectifs visés par la similitude sont :

1. Prédiction des performances d'un prototype à partir des essais en laboratoire sur une maquette.
2. Représentation des performances par une courbe unique pour une famille de machines.
3. Classification des machines et possibilité de choix de la meilleure machine.

5.2 Variables indépendantes

L'étude dimensionnelle du problème général du fonctionnement d'une turbomachine exige le dénombrement correct de toutes les variables intervenant dans le phénomène.

On peut les classer en cinq catégories :

1. La nature du fluide : les chaleurs massique C_p , C_v (ou bien γ et r), la viscosité ν .

2. La géométrie de la machine : compte tenu de sa complexité on se contente d'une dimension caractéristique D (en général on prend le diamètre de la roue).
3. Un état de référence du fluide : ce sont les conditions à l'entrée de la machine p_1, ρ_1 .
4. La cinématique de la machine : on prend la vitesse de rotation N .
5. Les variables intensives et extensives traduisant l'échange d'énergie : le débit Q_m , la pression de sortie p_2 ou la variation d'enthalpie Δh .

Les paramètres qui seront retenus dans l'analyse dimensionnelle du problème sont :

$$C_p, C_v, \nu, p_1, \rho_1, N, D, Q_m, p_2.$$

Il existe donc une relation fonctionnelle entre ces neuf (9) grandeurs, que l'on peut mettre sous la forme implicite :

$$f(C_p, C_v, \nu, p_1, \rho_1, N, D, Q_m, p_2) = 0 \quad \text{--- (5.1)}$$

5.3 Théorème de Vashy-Buckingham

Toute grandeur physique G , fonction de n paramètres indépendants x_i , mesurés avec p unités fondamentales et traduisant n causes indépendantes s'exprime à partir de la relation

$$\frac{G}{x_1^{e_1} x_2^{e_2} \dots x_p^{e_p}} = F(\pi_{p+1}, \pi_{p+2}, \dots, \pi_n) \quad (5.2)$$

ou x_1 à x_p sont choisis de manière à ce qu'elles soient dimensionnellement indépendantes et les variables π_{p+1} à π_n sont des groupements sans dimensions construits à partir des grandeurs x_i

$$\pi_k = \frac{G_k}{x_1^{e_1} \dots x_p^{e_p}} \text{ avec } \{k = p+1 \text{ à } n\} \quad (5.3)$$

D'une manière implicite on peut écrire :

$$F(\pi, \pi_{p+1}, \pi_{p+2}, \dots, \pi_n) = 0 \quad (5.4)$$

Dans notre cas, $n = 9$ et $p = 4$, on peut former cinq (05) groupements sans dimensions et écrire :

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) = 0 \quad (5.5)$$

5.4 Etablissement de la matrice dimensionnelle

Elle est basée sur la formulation d'un phénomène physique doit être dimensionnellement homogène (indépendante du système d'unités).

Ceci implique que la grandeur représentant le phénomène est nécessairement la somme de monômes des variables indépendantes.

	C_p	C_v	ν	p_1	ρ_1	N	D	P_2	Q_m
M	0	0	0	1	1	0	0	1	1
L	2	2	2	-1	-3	0	1	-1	0
T	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	-2	-1
θ	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0

Les neuf (09) grandeurs intervenant dans le phénomène sont décrites par quatre (04) unités fondamentales.

5.5 Choix des grandeurs fondamentales x_1 à x_p

Une certaine latitude est laissée par l'analyse dimensionnelle quant au choix des grandeurs fondamentales, mais il est commode de faire apparaître clairement les variables externes (p_2 , Q_m), de séparer les effets de compressibilité et de viscosité.

Dans le cas de la turbomachine on peut prendre : p_1 , N , D , C_p . Ces grandeurs sont dimensionnellement indépendantes ; En effet, d'après la matrice dimensionnelle le

déterminant formé par les exposants relatifs à ces grandeurs est différent de zéro. On peut

choisir les groupements sans dimensions π_i comme suite

$$\pi_1 = \pi_{p_2} = \frac{p_2}{(p_1)^x \cdot (N)^y \cdot (D)^z \cdot (C_p)^t} \quad (5.6)$$

Ce nombre est transformé en unité

$$ML^{-1}T^{-2} = [ML^{-1}T^{-2}]^x \cdot [T^{-1}]^y \cdot [L]^z \cdot [L^2T^{-2}\theta^{-1}]^t \quad (5.7)$$

les exposants x, y, z, t doivent vérifier le système d'équations suivant

$$\begin{cases} x = 1 \\ -x + z + 2t = -1 \\ -2x - y - 2t = -2 \\ -t = 0 \end{cases} ; \text{ soit } \begin{cases} x = 1 \\ y = 0 \\ z = 0 \\ t = 0 \end{cases} . \quad \text{D'où : } \quad \pi_{p_2} = \frac{p_2}{p_1}$$

Le même raisonnement appliqué aux autres variables conduit à

$$\pi_2 = \pi_{Q_m} = \frac{Q_m}{(p_1)^x \cdot (N)^y \cdot (D)^z \cdot (C_p)^t}; \quad (5.8)$$

$$x = 1, y = -1, z = 1, t = 0 . \text{ D'où : } \quad \pi_{Q_m} = \frac{Q_m \cdot N}{p_1 \cdot D}$$

$$\pi_3 = \pi_{\nu} = \frac{\nu}{(p_1)^x \cdot (N)^y \cdot (D)^z \cdot (C_p)^t} \quad (5.9)$$

$$x = 0, y = 1, z = 2, t = 0 . \text{ D'où : } \quad \pi_{\nu} = \frac{\nu}{N D^2}$$

$$\pi_4 = \pi_{\rho_1} = \frac{\rho_1}{(p_1)^x \cdot (N)^y \cdot (D)^z \cdot (C_p)^t} \quad (5.10)$$

$$x = 1, y = -2, z = -2, t = 0 . \text{ D'où : } \quad \pi_{\rho_1} = \frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1}$$

$$\pi_5 = \pi_{C_v} = \frac{C_v}{(p_1)^x \cdot (N)^y \cdot (D)^z \cdot (C_p)^t} \quad (5.11)$$

$$x = 0, y = 0, z = 0, t = 1 . \text{ D'où : } \quad \pi_{C_v} = \frac{C_v}{C_p}$$

Le rapport de compression traduisant l'échange d'énergie entre le fluide et la machine s'exprime par la relation fonctionnelle

$$\frac{p_2}{p_1} = F \left(\frac{Q_m N}{p_1 D}, \frac{\nu}{N D^2}, \frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1}, \frac{C_v}{C_p} \right) \quad (5.12)$$

si on considère la variation d'enthalpie Δh au lieu de la pression de sortie p_2 , on obtient

$$\pi_{\Delta h} = \frac{\Delta h}{(p_1)^x (N)^y (D)^z (C_p)^t} \quad (5.13)$$

soit : $\pi_{\Delta h} = \frac{\Delta h}{N^2 D^2}$.

On remarque aisément dans cette relation l'influence des différents effets sur le rapport de compression :

- $\pi_\nu = \frac{\nu}{N D^2}$: effets des forces visqueuses.
- $\pi_{\rho_1} = \frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1}$: effets de compressibilité.
- $\pi_{C_v} = \frac{C_v}{C_p} = \frac{1}{\gamma}$: propriétés thermiques.

5.6 Condition d'application de similitude

5.6.1 Cas général

Deux machines (1 et 2) géométriquement semblables sont en fonctionnements semblables si tous les paramètres adimensionnels sont égaux deux à deux. Soit par exemple

$$\left[\frac{p_2}{p_1} \right]_1 = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]_2 \quad (5.14)$$

$$\left[\frac{Q_m N}{p_1 D} \right]_1 = \left[\frac{Q_m N}{p_1 D} \right]_2 \quad (5.15)$$

$$\left[\frac{\nu}{N D} \right]_1 = \left[\frac{\nu}{N D} \right]_2 \quad (5.16)$$

$$\left[\frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1} \right]_1 = \left[\frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1} \right]_2 \quad (5.17)$$

$$\left[\frac{C_p}{C_v} \right]_1 = \left[\frac{C_p}{C_v} \right]_2 \quad (5.18)$$

5.6.2 Cas d'une même machine

Dans ce cas la dimension D reste constante entre les systèmes 1 et 2 ; D'où :

$$\frac{\Delta h}{N^2 D^2} = cte \Rightarrow \frac{\Delta h}{N^2} = cte ; \text{ soit } \frac{\Delta h_1}{N_1^2} = \frac{\Delta h_2}{N_2^2} \text{ ou } \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (5.19)$$

$$\frac{Q_m N}{p_1 D} = cte \Rightarrow \frac{Q_m N}{p_1} = cte ; \text{ soit } \left(\frac{Q_m N}{p_1} \right)_1 = \left(\frac{Q_m N}{p_1} \right)_2 \text{ ou } \left(\frac{Q_{m1}}{Q_{m2}} \right) = \frac{(p_1)_1}{(p_1)_2} \cdot \frac{N_2}{N_1} \quad (5.20)$$

$$\frac{v}{ND} = cte \Rightarrow \frac{v}{N} = cte \text{ soit } \frac{v_1}{v_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (5.21)$$

$$\frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1} = cte \Rightarrow \frac{\rho_1 N^2}{p_1} = cte \text{ soit } \frac{N_1^2}{N_2^2} = \frac{(\rho_1)_2}{(\rho_1)_1} \cdot \frac{(p_1)_1}{(p_1)_2} \quad (5.22)$$

5.7 Caractéristiques spécifiques des turbomachines

5.7.1 Vitesse spécifique

En combinant les groupements : $\frac{\Delta h}{N^2 D^2} = cte$, $\frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1} = cte$ et $\frac{Q_m N}{p_1 D} = cte$ on peut obtenir d'autres groupements exprimant la condition de similitude ; En particulier la vitesse spécifique.

$$N_{sp} = \frac{N \cdot \sqrt{Q_v}}{(\Delta h)^{0.75}} \quad (5.23)$$

5.7.2 Rayon spécifique

Considérons l'expression : $\left(\frac{Q_m N}{p_1 D} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\rho_1 N^2 D^2}{p_1} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\Delta h}{N^2 D^2} \right)^{\frac{1}{4}} = cte$. Après simplification on obtient :

$$D_{sp} = \frac{D \cdot (\Delta h)^{0.25}}{\sqrt{Q_v}} \quad (5.24)$$

5.8 Exercices

Exercice 01

Une turbine à eau doit être conçue pour produire 27 MW en courant à 93,7 tr / min sous une hauteur de 16,5 m. Une turbine modèle avec une puissance de 37,5 kW doit être testée dans des conditions dynamiques similaires avec une hauteur de 4,9 m. Calculez le rapport de vitesse et d'échelle du modèle. En supposant une efficacité du modèle de 88%, estimer le débit volumique à travers le modèle. On estime que la force sur le palier de poussée de la machine pleine grandeur sera de 7,0 GN. Pour quelle poussée le roulement du modèle doit-il être conçu?

Exercice 02

Un ventilateur fonctionnant à 1750 tr / min à un débit volumique de 4,25 m³ / s développe une hauteur de 153 mm mesurée sur un manomètre à tube en U rempli d'eau. Il est nécessaire de construire un ventilateur plus grand et géométriquement semblable qui fournira la même tête à la même efficacité que le ventilateur existant, mais à une vitesse de 1440 tr / min. Calculez le débit du ventilateur plus grand.

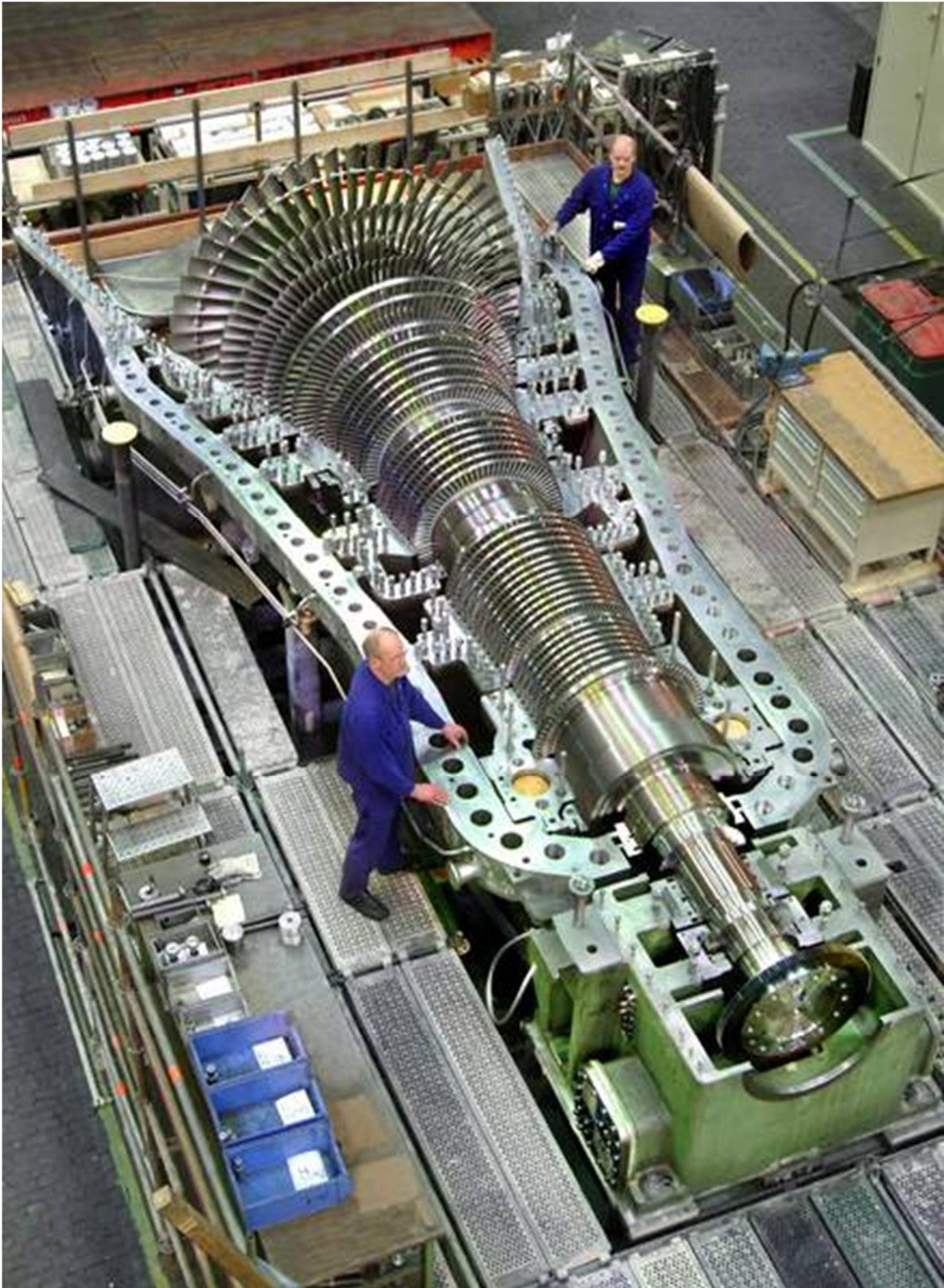
Exercice 03

Un ventilateur axial de 1,83 m de diamètre est conçu pour fonctionner à une vitesse de 1400 tr / min avec une vitesse d'air axiale moyenne de 12,2 m / s. Un modèle de quart d'échelle a été construit pour obtenir un contrôle sur la conception et la vitesse de rotation du ventilateur modèle est de 4200 tr / min. Déterminer la vitesse de l'air axial du modèle de sorte que la similarité dynamique avec le ventilateur à pleine échelle est préservée. Les effets du changement de nombre de Reynolds peuvent être négligés. Un réservoir de pression suffisamment grand est disponible dans lequel le modèle complet peut être placé et testé dans des conditions de similarité complète.

La viscosité de l'air est indépendante de la pression et la température est maintenue constante. À quelle pression le modèle doit-il être testé?

Références Bibliographique

- [1] A. Abdellatif, "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," Université Hassiba Ben Bouali de Chlef, 2011.
- [2] B. Belaid, *Cours de ingénierie des machines et conversion d'énergie*: Université M. BOUGARA Boumerdès, 2008.
- [3] R. Mouloud, *Cours de Turbomachine*: Université M. BOUGARA Boumerdès, 2004.
- [4] S. L. Dixon and C. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [5] F. M. White, "Fluid Mechanics,(2003)," *Chap*, vol. 5, p. p287, 2003.
- [6] P. R. Rey, "Machines à fluide compressible turbines et compresseurs," *Art et Métier ParisTech*, 2008.
- [7] M. Reggio and J.-Y. Trepanier, *Theorie des Turbomachines*: Polytechnique Montréal, 2005.
- [8] R. HAOUI, *Turbomachine hydraulique et thermique*: UNIVERSITE SCIENCE TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE, 2009.
- [9] M. Pluviose, "Turbomachines hydrauliques & thermiques: exercices commentés," 1988.



A steam turbine from [MAN SE](https://en.wikipedia.org/wiki/Man_SE) subsidiary MAN Turbo
<https://en.wikipedia.org/wiki/Turbomachinery#/media/File:SteamTurbine.jpg>