

Turbomachines approfondie

Chapitre 1

Généralité sur les turbomachines

1. Introduction :

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. 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 rotor munies d'aubes. L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur des aubes produite par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Les avantages des turbomachines sont vastes, on cite :

1. Suppression des forces d'énergie alternatives toujours gênantes.
2. Couple moteur pratiquement constant, et non plus très variable comme dans les machines alternatives.
3. Possible de construire des machines très grandes puissances (Exp. Turbine à vapeur 9.105 W)
4. Réduction notable de pertes par frottement mécanique, elles sont uniquement dans les paliers des rotors.

2. Classification des turbomachines :

Il existe plusieurs façons de classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

a- Selon le sens du transfert d'énergie

On divise alors les turbomachines en deux catégories principales :

- *Les machines réceptrices* : qui reçoivent du travail (augmentation de l'énergie du fluide par fourniture d'énergie mécanique sur l'arbre de la machine). Permet les

machines réceptrice, on trouve les turbopompes, les turbocompresseurs les ventilateurs, les hélices aériennes...cet.

- *Les machines motrices* : qui en fournissent (récupération de l'énergie de fluide sur l'arbre de la machine). Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques.

b- Selon la direction principale de l'écoulement :

- *Les machines axiales* : la direction de l'écoulement traversant la machine est parallèle à l'axe de la machine. Comme certains ventilateurs, ainsi que les compresseurs et turbine axiaux des turboréacteurs. Ces machines sont caractérisées par des débit importants, mais des taux de pression limités (environ de 1.5 à 2).
- *Les machines centrifuges* : dans d'autres machines au contraire, la direction de l'écoulement transvasant la machine est perpendiculaire à l'axe, et la machine est dite radiale (centrifuge ou centripète). On peut échanger une plus grande quantité d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial. Ces machines sont caractérisées par des débits limités et des taux de pression importants (pouvant atteindre 10).
- *Les machines mixtes* : dans lesquelles l'écoulement à des composantes tant axiales que radiales.

3. Constitution des turbomachines

Une turbomachine ne comporte qu'un seul rotor est dite à simple étage ou encor monocellulaire. Les machines comportant plusieurs étages sont également appelées multicellulaires.

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelée rotor et d'une partie fixe appelée stator.

Le rotor : son rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement.

Le stator : son rôle est de modifier la forme d'énergie (énergie cinétique en pression ou inversement).

Le distributeur : suite en amont de la roue mobile dont le rôle est de conduire depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor afin de régler le débit.

Le diffuseur : suite en aval de la roue mobile, dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie de rotor et l'amener à la section de la sortie de la machine.

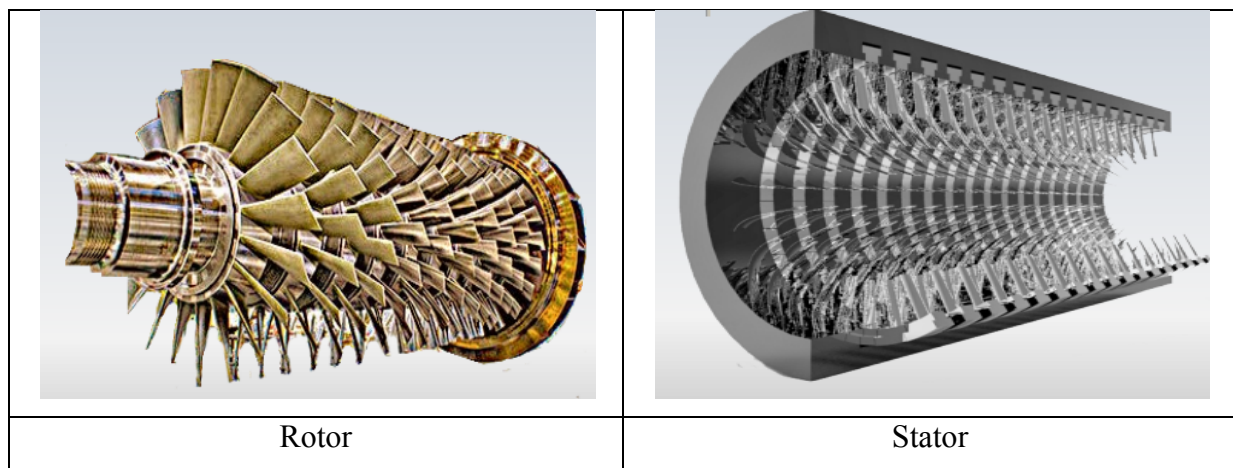


Figure 1 :présentation d'un compresseur

4. problème générale de turbomachine :

A- fluide incompressible :

Supposant un fluide incompressible ($\rho_1 = \rho_2$), passe dans une turbomachine (l'entrée est notée 1 et la sortie notée 2), l'échange d'énergies avec le milieu externe (travail + chaleur) est :

$$(W+Q)_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C^2_2 - C^2_1) + g(z_2 - z_1)$$

Généralement la transformation est adiabatique, et la différence $z_2 - z_1$ est négligeable, donc on obtient

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C^2_2 - C^2_1)$$

Si $W_{12} > 0$, le fluide reçu de travail sinon le fluide à fournie du travail ($W_{12} < 0$).

b- Fluide compressible

$$(W+Q)_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C^2_2 - C^2_1) + g(z_2 - z_1)$$

Transformation adiabatique, $z_2 - z_1$ est négligeable, avec $(h_2 - h_1) = C_p(T_2 - T_1)$, donc

$$W_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C^2_2 - C^2_1)$$

Exemple :

Dans un compresseur d'air, la vitesse de sortie est augmentée par $(11/2)$ de la vitesse d'entrée par. Avec $P_1 = 10 \text{ N/cm}^2$, $T_1 = 20^\circ\text{C}$, $U_1 = 2 \text{ m/s}$, à la sortie $P_2 = 30 \text{ N/cm}^2$.

Calculer la température à la sortie T_2 et la puissance absorbée par le compresseur.

Solution :

$$W_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2), \quad C_2 = C_1 + (11/2) C_1 = 13 \text{ m/s}$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{donc } T_2 = 403 \text{ K}$$

$$P = \dot{m} \cdot W_{12} \dots\dots\dots \text{continue}$$

Chapitre 2 : Compresseurs axiaux

1. Introduction

On rappelle pour que les compresseurs axiaux, 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.

2. Compression adiabatique et réel

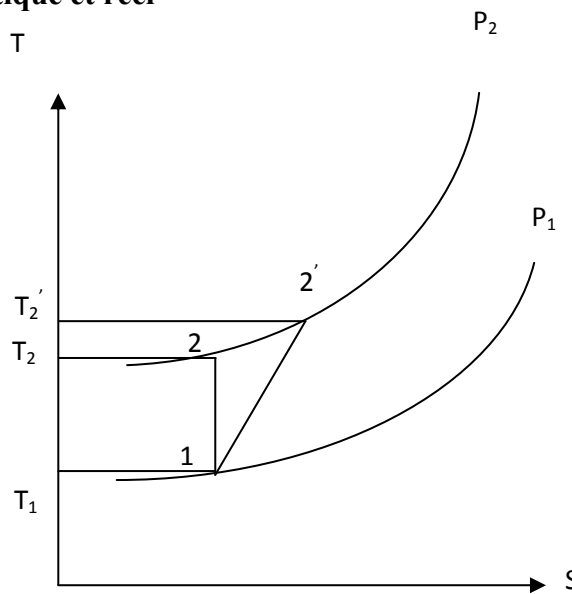


Figure 2 : compression adiabatique

Le travail spécifique :

On applique le 1^{er} principe de la thermodynamique on obtient

$$\Delta E = Q + W = (h'_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

Généralement on néglige $(z_2 - z_1)$ et C_1^2 et si on considère la transformation est effectuée sans transfert de chaleur la relation de travail sera :

$$W = (h'_2 - h_1) + \frac{1}{2}C_2^2$$

Donc le rendement adiabatique

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h'_2 - h_1}$$

3. Etage d'un compresseur :

Un étage de compresseur est composé d'une range des ailettes fixes (stator) et d'une range des ailettes mobiles (rotor). Les ailettes mobiles sont destinées à transformer l'énergie mécanique du fluide en énergie cinétique de rotation.

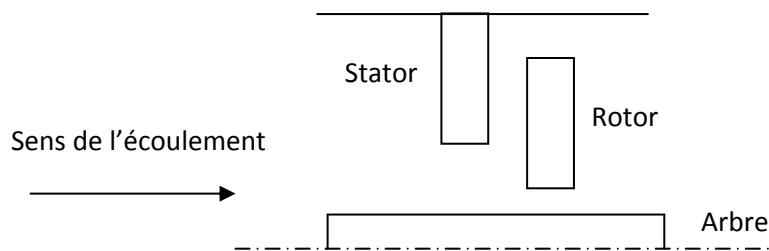


Figure 3 : Etage d'un compresseur

Ecoulement dans les canaux fixes :

Les canaux d'aubes fixes sont des tuyères divergentes utilisées pour transformer une partie d'énergie cinétique en énergie potentielle. Donc nous n'avons pas d'échange de chaleur ne de travail ($W_{01}=Q_{01}=0$)

$$(h_1 - h_0) + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2) = 0$$

Comme nous avons une diminution de l'énergie cinétique donc $C_0 > C_1$ ce qui montre que $h_1 > h_0$.

Ecoulement dans les canaux mobiles

Les canaux mobiles communiquent l'énergie cinétique au fluide à travers les différents étages pour augmenter la pression. Nous prenons à la considération les vitesses relatives V_1 et V_2 , par conséquent il n'aura pas d'échange de travail.

$$(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) = 0 \text{ et } V_1 > V_2 \text{ et } h_2 > h_1$$

4. Triangle de vitesses

Dans un compresseur axial, l'étage est constitué d'un rotor suivi d'un stator.

Donc l'entrée de rotor est notée par l'indice 1 et la sortie par l'indice 2. Les symboles utilisés pour l'étude des compresseurs axiaux sont :

- C vitesse absolue de l'écoulement
- V vitesse relative de l'écoulement
- U vitesse périphérique du rotor
- C_a composante axiale de vitesse absolue
- C_w composante tangentielle de vitesse absolue
- α angle absolu de l'écoulement
- β angle relative de l'écoulement

Dans les compresseurs axiaux, on note que la vitesse du rotor U est constante ainsi que la composante axiale de la vitesse de la vitesse absolue de l'écoulement $C_{a1} = \text{cts}$. Donc les triangles de vitesse d'un étage d'un compresseur sont donnés par la figure suivante :

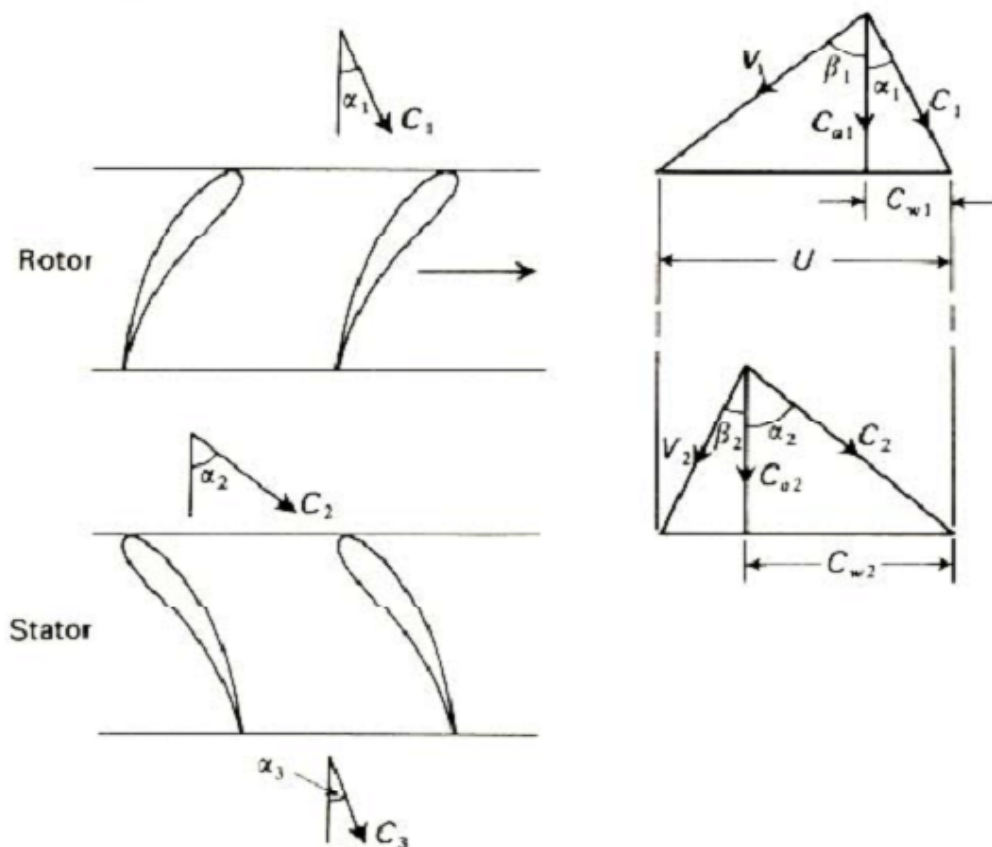


Figure 4 : Triangles de vitesse d'un étage d'un compresseur

5. Equation d'Euler :

Le travail par unité de masse est défini par l'équation suivante

$W = U_2 C_{w2} - U_1 C_{w1}$ pour un compresseur axial $U_1 = U_2$ donc :

$$W = U (C_{w2} - C_{w1})$$

De plus :

$$\tan \alpha_1 = C_{w1}/C_{a1}, \text{ et } \tan \alpha_2 = C_{w2}/C_{a2}, \text{ donc}$$

$$W = U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

$$\tan \beta_1 = (U - C_{w1})/C_a, \text{ et } \tan \beta_2 = (U - C_{w2})/C_a$$

$$W = U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

D'autre part le travail est défini par la variation de l'enthalpie totale (H_0)

$$W = \Delta H_0 = C_p \Delta T_0 = U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

Donc

$$\Delta T_0 = (U C_a / C_p) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

D'autre part, ils ont montré que la température finale réelle est inférieure à la température théorique, pour cela une réduction de la température est réalisée par un coefficient λ , donc :

$$\Delta T_0 = \lambda (U C_a / C_p) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2).$$

$$W = \lambda U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2).$$

Le rapport de pression total (étage de compresseur) R_s est donné par :

$$R_s = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_s \frac{\Delta T_{os}}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

η_s rendement isentropique d'un étage

T_{01} température d'arrêt à l'entrée.

$$\eta_s = W_s / W_r = (h_{02s} - h_{01}) / (h_{02} - h_{01}) \text{ implique que } (T_{02} - T_{01}) = (T_{02s} - T_{01}) / \eta_s$$

$$(T_{02} - T_{01}) = (T_{01} / \eta_s) ((T_{02s} / T_{01}) - 1), \text{ autre part, } (T_{02s} / T_{01}) = (P_{02} / P_{01})^{(\gamma-1/\gamma)}$$

donc :

$$(T_{02} - T_{01}) = (T_{01} / \eta_s) ((P_{02} / P_{01})^{(\gamma-1/\gamma)} - 1) \text{ et } (P_{02} / P_{01}) = (1 + \eta_s (T_{02} - T_{01}) / T_{01}).$$

6. Degré de réaction

Le degré de réaction est représenté le rapport entre l'augmentation d'enthalpie dans le rotor est l'augmentation de celle-ci dans l'étage. Donc:

ΔT_A : l'augmentation d'enthalpie dans le Rotor.

ΔT_B : l'augmentation d'enthalpie dans stator

$\Delta T_A + \Delta T_B$: l'augmentation d'enthalpie dans l'étage.

Donc la valeur de degré de réaction est donnée par

$$R = \Delta T_A / (\Delta T_A + \Delta T_B)$$

Le travail est défini par

$$W = C_p(\Delta T_A + \Delta T_B) = C_p \Delta T_0 = U C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

Et puisque la quantité de travail est transférée à l'aide de rotor donc sa quantité est :

$$W = C_p \Delta T_A + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \text{ implique } C_p \Delta T_A = W - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) = U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2)$$

$$C_1 = C_a \sin \alpha_1, C_2 = C_a \sin \alpha_2$$

$$C_p \Delta T_A = U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{C_a^2}{2} (\sin^2 \alpha_2 - \sin^2 \alpha_1) = U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{C_a^2}{2} (\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1)$$

$$R = \frac{U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) - \frac{C_a^2}{2} (\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1)}{U C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)} = 1 - \frac{C_a}{2 U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1)$$

Le degré de réaction en fonction de β_1 et β_2

$$R = \frac{C_a}{2 U} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

On pose $\phi = \frac{C_a}{U}$, avec ϕ est représente le coefficient de débit, donc

$$R = \frac{\phi}{2} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

Le degré de réaction en fonction de α et β

$$R = 1/2 + \frac{\phi}{2} (\tan \beta_2 - \tan \alpha_1) = 1/2 + \frac{\phi}{2} (\tan \beta_1 - \tan \alpha_2)$$

Cas particulière :

- D'autre par, dans le cas d'un fluide incompressible, le degré de réaction est définie par le rapport entre la variation de pression de rotor et la variation de celle-ci de l'étage :

$$R = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1}$$

- Dans le cas d'un fluide compressible et la transformation irréversible le degré de réaction est définie par :

$$R = - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}$$

Pour $R=0.5$, dans ce cas, l'augmentation de l'enthalpie de rotor égale a celle de stator, donc ;

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{h_2 - h_1}{(h_2 - h_1) + (h_3 - h_2)}$$

$$(h_2 - h_1) = (h_3 - h_2)$$

$$1/2 = 1/2 + \frac{\phi}{2} (tg \beta_2 - tg \alpha_1) \text{ implique } tg \beta_2 = tg \alpha_1 \text{ implique } \beta_2 = \alpha_1 \text{ et } \beta_1 = \alpha_2$$

Représentation de triangle de vitesses :

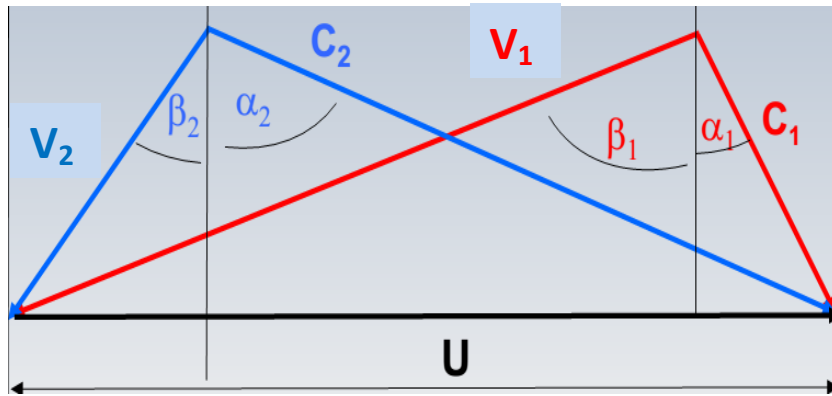


Figure 5 : Triangles de vitesse pour R=0.5

7. Compresseur multi-étages

Un compresseur d'écoulement axial se compose d'un certain nombre d'étages. Si R est le rapport de pression global, et R_s est le rapport de pression d'étape, et N est le nombre d'étapes, le rapport de pression global donné par :

$$R = (R_s)^N$$

L'équation utilisée pour déterminer le rapport de pression d'un étage est

$$R_s = \left[1 + \frac{\eta_s \Delta T_{0s}}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Le rendement polytropique d'un compresseur est donnée par :

$$\eta_{\infty, c} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left(\frac{n}{n - 1} \right)$$

de plus :

$$\left(\frac{n}{n-1}\right) = \eta_s \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)$$

La faible efficacité de l'étage est obtenue quant $\eta_s = \eta_{\infty,c}$

le rapport de pression global donné par

$$R = \left[1 + \frac{N\Delta T_{0s}}{T_{01}}\right]^{\frac{n}{n-1}}$$

8. Relations algébriques

Les vitesses :

$$\begin{aligned} \frac{c_3}{U} &= \sqrt{\Phi^2 + \left(R - 1 + \frac{\Psi}{2}\right)^2} & \frac{c_2}{U} &= \sqrt{\Phi^2 + \left(1 - R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} \\ \frac{w_3}{U} &= \sqrt{\Phi^2 + \left(R + \frac{\Psi}{2}\right)^2} & \frac{w_2}{U} &= \sqrt{\Phi^2 + \left(\frac{\Psi}{2} - R\right)^2} \end{aligned}$$

Les angles :

$$\begin{aligned} \alpha_3 &= \text{atan}\left(\frac{R - 1 + \Psi / 2}{\Phi}\right) & \alpha_2 &= \text{atan}\left(\frac{1 - R + \Psi / 2}{\Phi}\right) \\ \beta_3 &= \text{atan}\left(\frac{\Psi / 2 + R}{\Phi}\right) & \beta_2 &= \text{atan}\left(\frac{\Psi / 2 - R}{\Phi}\right) \end{aligned}$$

Chapitre 3: Compresseurs radiaux

1. Introduction :

On utilise les compresseurs radiaux ou centrifuges lorsqu'on cherche un rapport de pression élevé avec un faible débit volumique comme représenter sur la figure. La limitation du rapport de pression vient maintenant de contraintes mécanique et des matériaux plutôt que l'écoulement.

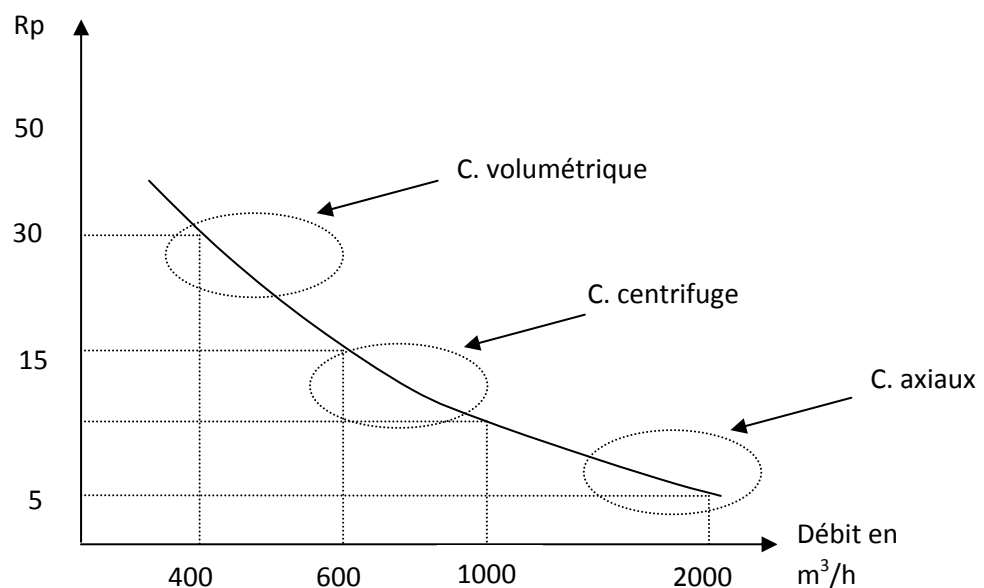


Figure 6 : Classification des compresseurs

Essentiellement, un compresseur centrifuge est composé d'un rotor, d'une section divergente et d'un collecteur (volute). Le fluide entre par le centre du rotor appelé section d'induction, est accéléré par le rotor. Par la suite, il passe par une section divergente où l'augmentation de la surface de passage produit un ralentissement de l'écoulement. Dans cette partie appelée le diffuseur l'énergie cinétique est transformée en pression statique.

2. Avantages des compresseurs centrifuges :

- Rapport de pression élevé
- Simple à fabriquer par rapport au compresseur axial
- Faible poids
- Moins de puissance requise pour le démarrage.

- Un bon rendement pour une marge relativement grande des vitesses de rotation.

3. Etude thermodynamique :

a. Transfert d'énergie :

Dans une turbomachine, le travail idéal est décrit par l'équation d'Euler :

$$W_e = U_2 C_{w2} - U_1 C_{w1} = \Delta h_0$$

$$V^2 = C^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha$$

$$W_e = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$$

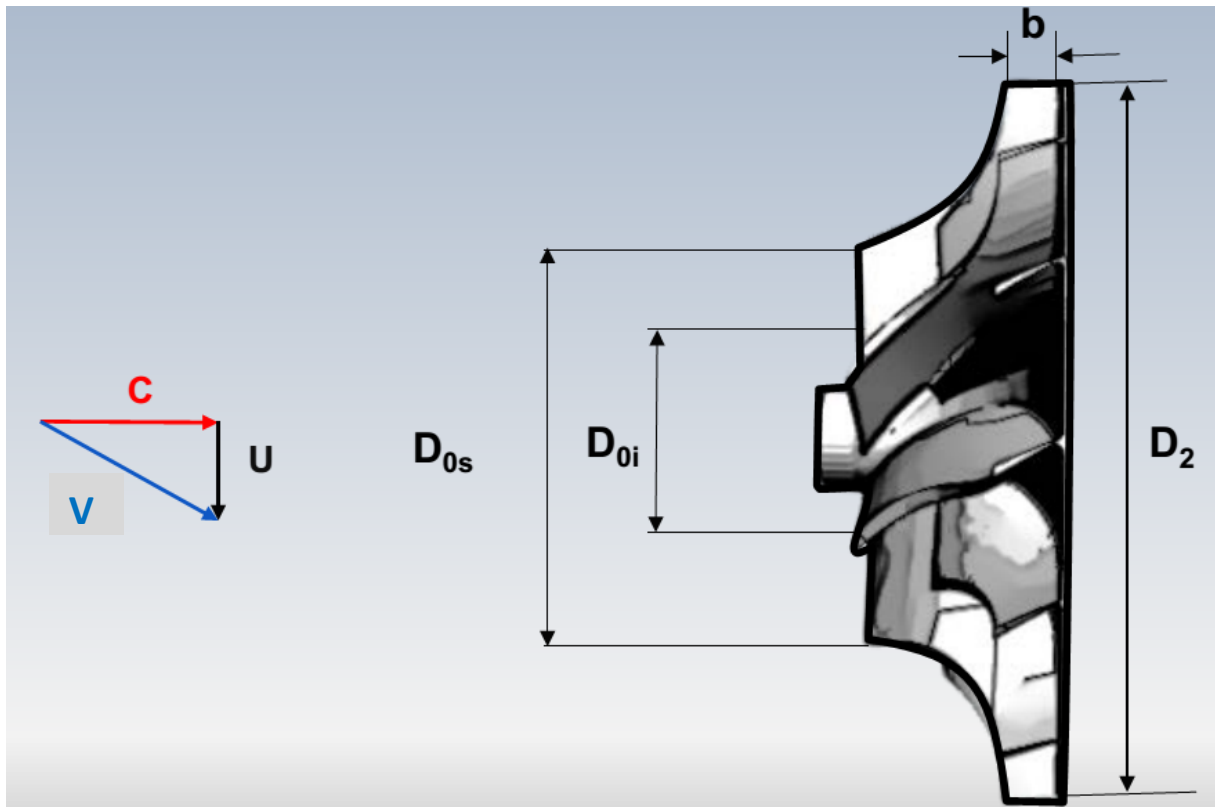


Figure 7 : Compresseur radial

On voit que dans les compresseurs centrifuges, le travail est principalement fournis au fluide par l'augmentation de la vitesse d'entraînement (périphérique U) et par la ralentissement de la vitesse relative V . la vitesse absolue résultante est très élevée à la sortie et pour palier à cette inconvénient, on ajoute un diffuseur.

Le premier terme indique la variation d'énergie cinétique du fluide lors de son passage dans le rotor, le deuxième est interprété par la variation d'énergie due aux forces centrifuges de rotation du fluide autour de rotor et la troisième, la diminution de l'énergie cinétique relative qui est transformée en pression statique.

Pour faciliter l'étude des compresseur radiaux, on applique l'hypothèse d'un écoulement axial (sans rotation à l'entrée). Donc $C_{w1}=0$ ($\alpha_1=0$), d'où on obtient l'équation simplifiée du travail :

$$W_e = U_2 C_{w2}$$

b. Déviation et facteur de glissement :

on considère un profil moyen de vitesse a la sortie du rotor et un nombre infini d'aubes

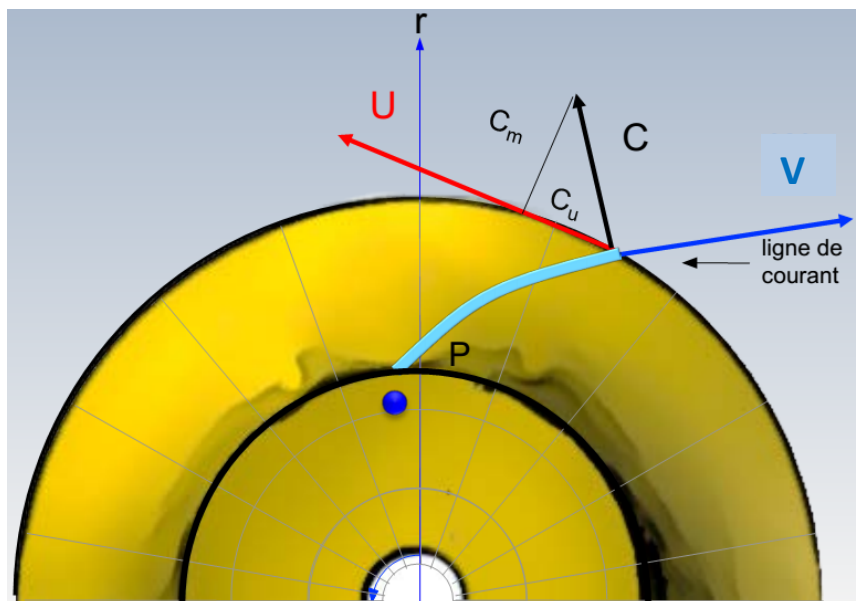
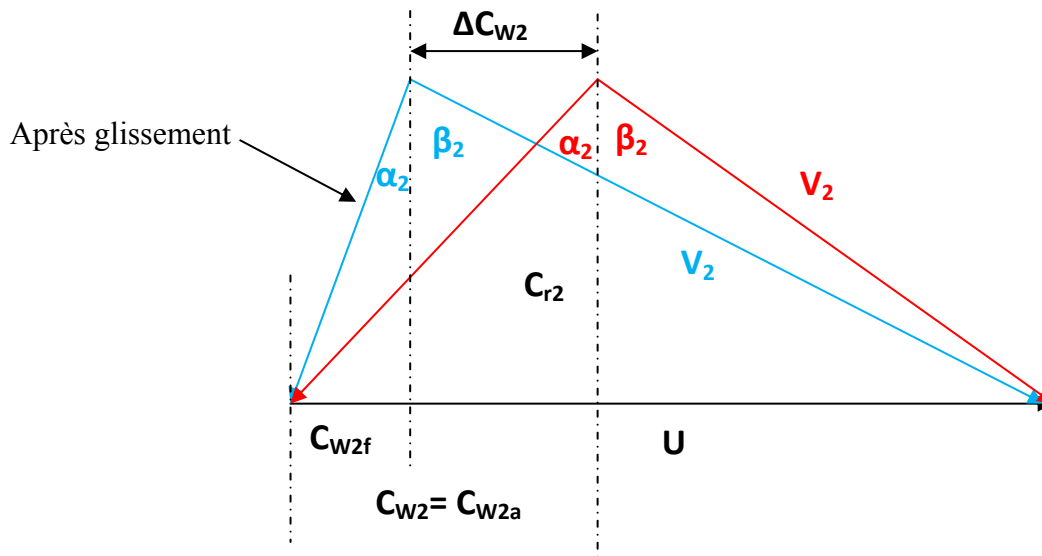


Figure 8 : Triangle de vitesse

On donne dans une idée de l'influence de la variation de l'angle du fluide (en bleu) par rapport à l'angle de l'aube (en rouge). On peut noter que dans les deux cas la vitesse axiale reste constante (dépende du débit et l'aire de passage).



Afin d'insérer entre les angles de fluide et les angles des aubes, on introduit le facteur de glissement. Initialement le facteur de glissement a été défini comme le rapport entre la vitesse tangentielle qui suit l'écoulement et l'idéale qui suit l'aube :

$$\sigma_s = C_{w2f} / C_{w2a}$$

Idéalement la vitesse de sortie devrait coïncider avec la vitesse de périphérique, on a opté pour la définition :

$$\sigma_s = C_{w2f} / U_2$$

L'obtention de formules pour le facteur de glissement a demandé des nombreux essais et plusieurs corrélations ont été analysées. Les trois relations les plus utilisées sont celle de Wiesner, Stanitz et Stodola :

$$\sigma_s = 1 - \sqrt{\cos \beta_2} / Z^{0.7}$$

$$\sigma_s = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} / (1 - (Cr_2/U_2)tg\beta_2)$$

$$\sigma_s = 1 - \frac{\pi}{Z} \cos \beta_2 / (1 - (Cr_2/U_2)tg\beta_2)$$

Dans ces expressions, le symbole Z indique le nombre de pales. On constate que le facteur de glissement approche de l'unité au fur et à mesure que le nombre des aubes tends vers l'infini.

La formule de Stantz donne des bons résultats lorsque les pales sont radiales ($\beta=0$) et elle devient :

$$\sigma_s = 1 - 2/Z$$

Le travail utile

$$W_e = U_2 C_{w2f}$$

$$\text{Et on a } C_{w2f} = \sigma_s \cdot U_2$$

$$\text{Donc : } W_e = \sigma_s \cdot U_2^2$$

c. Coefficient de température (coef. de charge)

Le coefficient de température est donné par la relation suivante :

$$\varphi = Cp \Delta T_0 / \sigma_s U^2 = W / \sigma_s U^2$$

Le facteur de glissement est une corrélation pour limiter la capacité d'un compresseur dans des conditions idéales ou réelles.

Le coefficient de température quantifie l'augmentation de travail nécessaire pour battre les pertes par friction.

Le coefficient de charge et de glissement sont inter-reliés avec le rendement par la relation suivante :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[1 + \frac{\eta(T_{02} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[1 + \frac{\eta \varphi \sigma U^2}{C_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

d. Les pertes ;

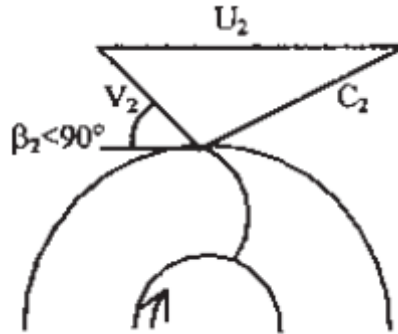
Les sources les plus importantes sont les pertes par incidence et par frottement dans le rotor et dans le diffuseur. Sa valeur est donnée par :

$$\Delta h = \eta \varphi \sigma$$

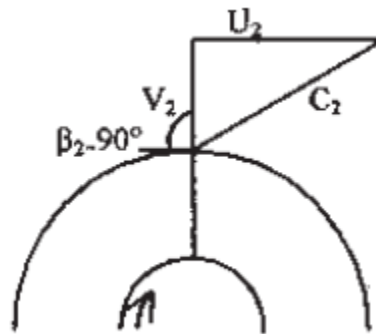
e. L'inclinaison des pales :

Le comportement d'un compresseur centrifuge est généralement affecté par l'angle physique β_2 à la sortie des aubes, le profil peut être :

- 1- Courbé en arrière ($\beta_2 < 90^\circ$) fournissant de bon rendement



- 2- Pales radiales ($\beta_2 = 90^\circ$) bon résistance mécanique



- 3- Courbées en avant ($\beta_2 > 90^\circ$) utilisé pour les débit importants

