

IV.1. Principe de fonctionnement

Le compresseur, produit de l'air hautement comprimé nécessaire pour une combustion efficace. Dans les turbocompresseurs, une haute pression est obtenue en transmettant de l'énergie cinétique à l'air dans la turbine, puis cette énergie cinétique se transforme en pression dans le diffuseur. Les vitesses d'écoulement de l'air sont assez élevées et le nombre de Mach du courant peut s'approcher de l'unité en de nombreux points du courant d'air.

Les effets de compressibilité peuvent devoir être pris en compte à chaque étape du compresseur. Des rapports de pression de 4/1 sont typiques en un seule étage, et des rapports de 6/ 1 sont possibles si des matériaux tels que le titane sont utilisés. Il y a un regain d'intérêt pour l'étage centrifuge, utilisé en conjonction avec un ou plusieurs étages axiaux, pour les petits moteurs d'avions à turboréacteurs et turbopropulseurs. Le compresseur centrifuge ne convient pas lorsque le rapport de pression nécessite l'utilisation de plus d'un étage en série en raison de problèmes aérodynamiques. Néanmoins, les compresseurs centrifuges à deux étages ont été utilisés avec succès dans les moteurs à double flux.

La figure 4.1 montre une partie d'un compresseur centrifuge. Il se compose d'une enveloppe fixe contenant une turbine, qui tourne et communique l'énergie cinétique à l'air et un certain nombre de passages divergents dans lesquels l'air décélère. La décélération convertit l'énergie cinétique en pression statique. Ce processus est connu sous le nom de diffusion, et la partie du compresseur centrifuge contenant les passages divergents est connue sous le nom de diffuseur. Les compresseurs centrifuges peuvent être construits avec une roue à double entrée ou une roue à entrée unique. La figure IV.2 montre un compresseur centrifuge à double entrée.

L'air pénètre dans l'œil de la roue et il est tourbillonné à grande vitesse par les ailettes du disque de la turbine. Après avoir quitté la roue, l'air traverse un diffuseur dans lequel l'énergie cinétique est échangée avec la pression. L'énergie est transmise à l'air par les aubes rotatives, ce qui augmente la pression statique en se déplaçant du rayon de l'œil r_1 à l'extrémité du rayon r_2 . Le reste de l'augmentation de pression statique est réalisé dans le diffuseur. La pratique normale consiste à concevoir le compresseur de sorte qu'environ la moitié de l'augmentation de pression se produise dans la roue et la moitié dans le diffuseur. L'air sortant du diffuseur est recueilli et livré à la sortie.

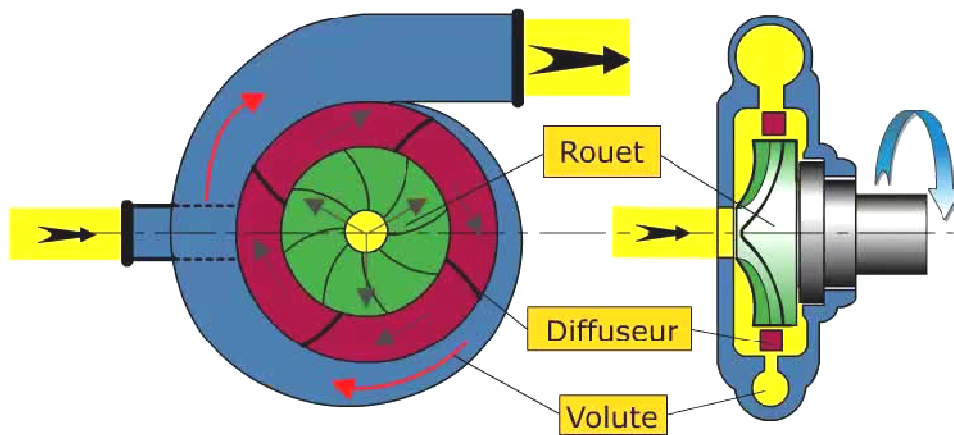


Figure IV.1. *Compresseur centrifuge*

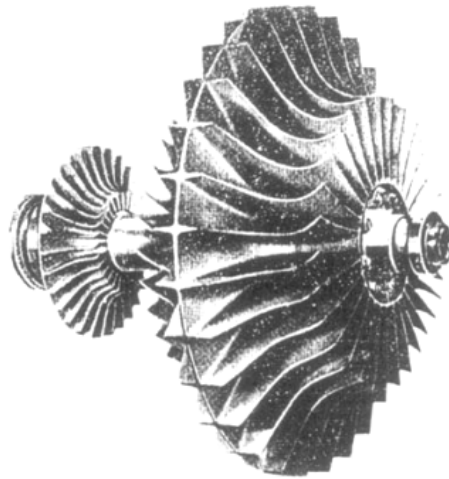


Figure IV.2 *Compresseur à étage principal à double entrée avec compresseur à entrée latérale pour l'air de refroidissement. (Courtesy of Rolls-Royce, Ltd.)*

IV.2. L'effet de la forme de l'aube sur la performance

Comme nous l'avons vu au chapitre II, il existe trois types d'aubes utilisées dans les roues. Ce sont : des aubes incurvées vers l'avant, incurvées vers l'arrière et radiales, comme le montre la Figure IV.3. Les roues ont tendance à subir des forces de contrainte élevées. Les aubes incurvées, telles que celles utilisées dans certains ventilateurs et pompes hydrauliques, tendent à se redresser en raison de la force centrifuge et des contraintes de flexion. Les aubes radiales droites ne sont pas seulement exemptes de contraintes de flexion, elles peuvent aussi être plus faciles à fabriquer que les aubes courbées.

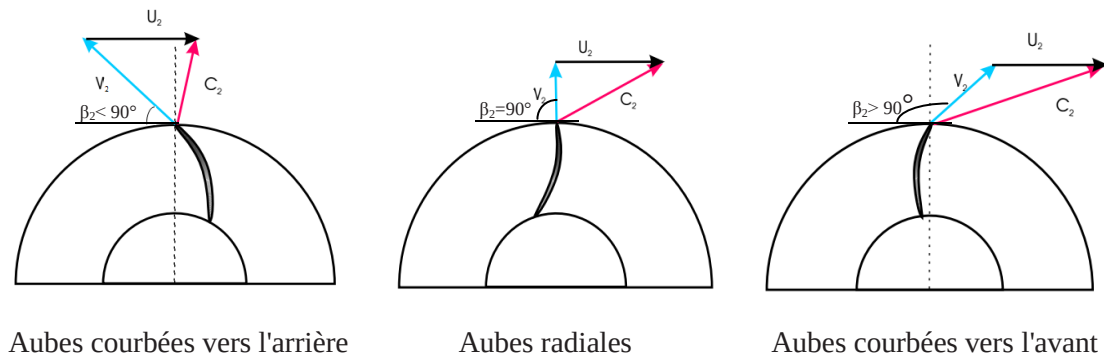


Figure IV.3. Formes des aubes pour la roue centrifuge : (a) aubes incurvées vers l'arrière, (b) aubes radiales et (c) aubes incurvées vers l'avant.

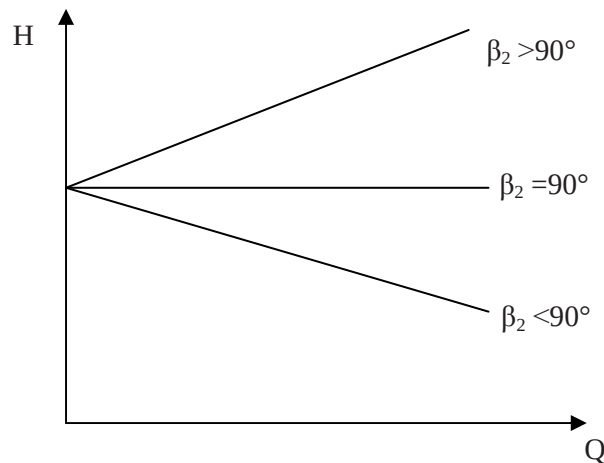


Figure IV.4. Hauteur en fonction du débit volumique, pour les trois formes d'aubes.

La figure IV.3 montre schématiquement les trois types d'aubes de la roue, ainsi que les triangles de vitesse dans le plan radial pour la sortie de chaque type de l'aube. La figure IV.4 représente la performance relative de ces types de lames. Il est clair que l'augmentation du débit massique diminue la pression sur l'aube incurvée vers l'arrière, exerce la même pression sur l'aube radiale et augmente la pression sur l'aube incurvée vers l'avant. Pour une vitesse de pointe donnée, la roue à aubes incurvées vers l'avant transfère l'énergie maximale, l'aube radiale moins, et la moindre énergie est transférée par les aubes incurvés vers l'arrière. Par conséquent, avec des roues à aubes incurvées vers l'avant, un rapport de pression donné peut être obtenu à partir d'une machine de plus petite taille que celles ayant des aubes radiale ou recourbés vers l'arrière.

IV.3 Triangles des vitesses

La figure IV.5 montre les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie.

La figure 4.5a représente le triangle de vitesse lorsque l'air pénètre dans la roue dans la direction axiale. Dans ce cas, vitesse absolue à l'entrée, $C_1 = C_{x1}$. La figure 4.5b représente le triangle de vitesse à l'entrée de l'oeil de turbine et l'air entre par les pales de guidage d'entrée. L'angle θ est fait par C_1 et C_{x1} et cet angle est connu comme l'angle de prérotation. La vitesse absolue C_1 a une composante circonférentielle C_{u1} . Dans le cas idéal, de l'air sort de la pointe de la turbine après avoir fait un angle de 90° (c'est-à-dire dans la direction radiale), donc $C_{u2} = U_2$. C'est-à-dire que la composante circonférentielle est exactement égal à la vitesse de l'extrémité de la roue. La figure 4.5c montre le triangle de vitesse idéal. Mais il y a un certain glissement entre la roue et le fluide, et les valeurs réelles de C_{u1} sont quelque peu inférieures à U_2 . Comme nous l'avons déjà noté dans la pompe centrifuge, il en résulte une pression statique plus élevée sur la face avant d'une aube que sur la face arrière. Par conséquent, l'air est empêché d'acquérir une vitesse circonférentielle égale à la vitesse de la pointe de la roue. La figure 4.5d représente le triangle de la vitesse réelle.

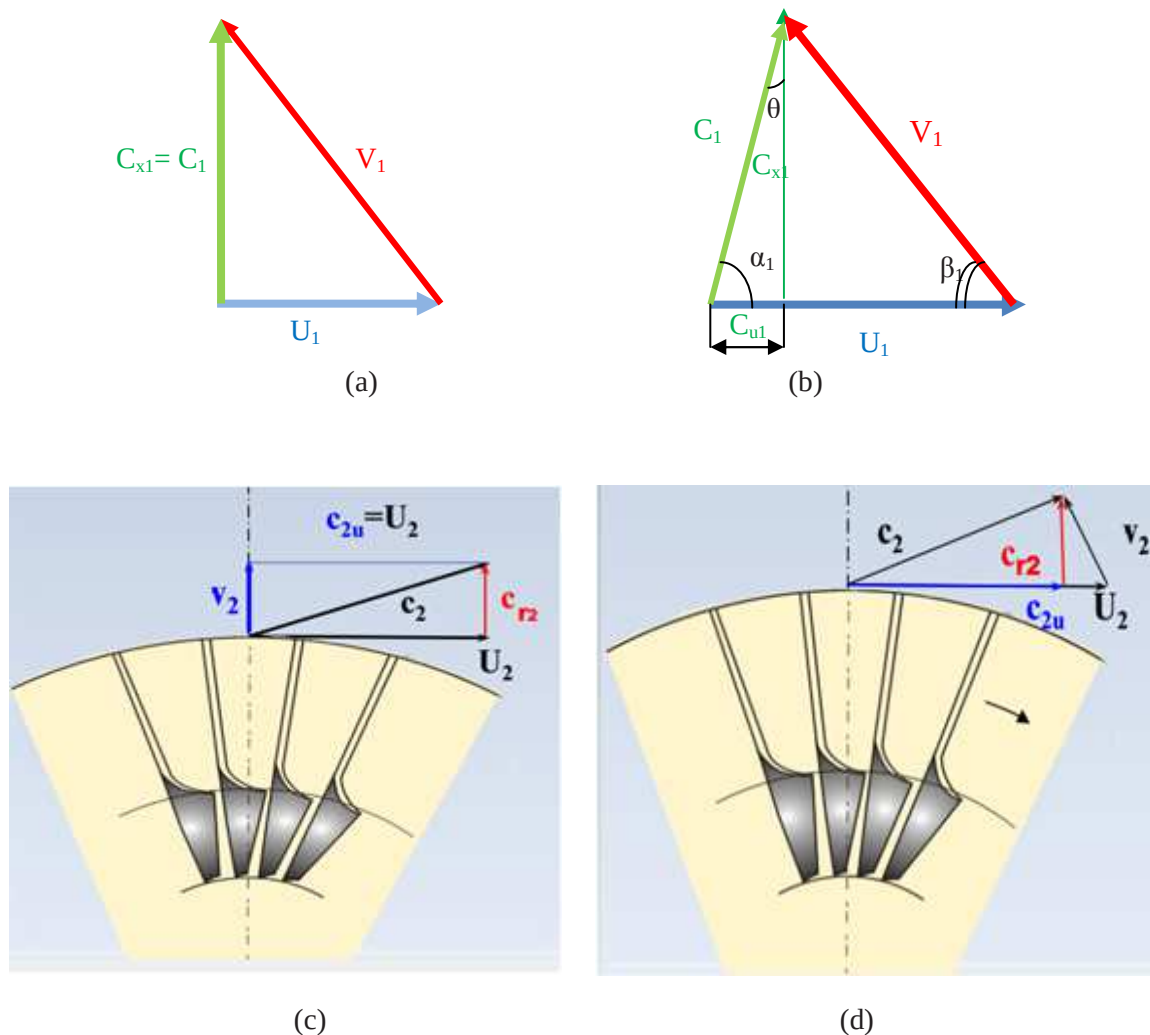


Figure IV.5. Triangles des vitesses dans un compresseur centrifuge.

IV.4. Facteur de glissement

D'après la discussion ci-dessus, on peut voir qu'il n'y a aucune garantie que le fluide réel suivra la forme de l'aube et laissera le compresseur dans une direction radiale. Ainsi, il est commode de définir un facteur de glissement σ comme :

$$\sigma = \frac{C_{u2}}{U_2} \quad (IV - 1)$$

La figure IV.6 montre le phénomène de glissement du fluide par rapport à une aube radiale. Dans ce cas, C_{u2} n'est pas égal à U_2 ; par conséquent, selon la définition ci-dessus, le facteur de glissement est inférieur à l'unité. Si les vitesses de sortie radiales doivent être atteintes par le fluide réel, l'angle de l'aube de sortie doit être incurvé vers l'avant d'environ 10-14 degrés. Le facteur de glissement est presque constant pour toute machine et est lié au nombre d'aubes sur la roue. Diverses études théoriques et empiriques de l'écoulement dans un canal de turbine ont conduit à des formules pour les facteurs de glissement : Pour les roues à aubes radiales, la formule pour σ est donnée par Stanitz comme suit :

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n} \quad (IV - 2)$$

Où n est le nombre d'aubes. Le diagramme de vitesse indique que C_{u2} se rapproche de U_2 quand facteur de glissement augmente.. Augmenter le nombre d'aubes peut augmenter le facteur de glissement mais cela réduira la zone d'écoulement à l'entrée.

Un facteur de glissement d'environ 0,9 est typique pour un compresseur à 19-21 aubes.

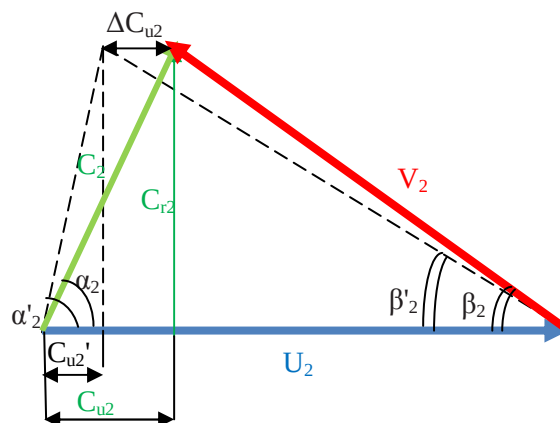


Figure IV.6. Triangle de vitesse à la sortie de la roue avec glissement

IV.5 Travail et rendement

Le couple théorique sera égal au taux de variation du moment angulaire subi par l'air. Considérant une masse unitaire d'air, ce couple est donné par le couple théorique,

$$M = C_{u2}r_2 \quad (IV - 3)$$

Où C_{u2} est la composante circonférentielle de C_2 et r_2 est le rayon externe la roue. Soit ω est la vitesse angulaire. Ensuite, le travail théorique effectué sur l'air peut être écrit comme :

$$W_c = C_{u2}r_2\omega = C_{u2}U_2.$$

En utilisant le facteur de glissement, nous avons théoriquement $W_c = \sigma U_2^2$. Dans un fluide réel, une partie de la puissance fournie par la roue est utilisée pour surmonter les pertes qui ont un effet de freinage sur l'air transporté par les aubes. Ceux-ci comprennent la résistance de l'air, le frottement du disque et le frottement de au niveau du carter. Pour tenir compte de ces pertes, un facteur d'entrée de puissance ψ peut être introduit. Ce facteur prend généralement des valeurs comprises entre 1,035 et 1,04. Ainsi, le travail réel effectué sur l'air devient :

$$W_c = \psi \sigma U_2^2 \quad (IV - 4)$$

(En supposant que $C_{u1} = 0$, bien que ce ne soit pas toujours le cas). La température équivalente du travail effectué sur l'air est donnée par :

$$T_{02} - T_{01} = \frac{\psi \sigma U_2^2}{c_p} \quad (IV - 5)$$

Où T_{01} est la température d'arrêt à l'entrée de la roue ; T_{02} est la température d'arrêt à la sortie de la roue ; et C_p est la chaleur spécifique moyenne sur cette gamme de température. Comme aucun travail n'est effectué sur l'air dans le diffuseur, $T_{03} = T_{02}$, où T_{03} est la température d'arrêt à la sortie du diffuseur.

Le rendement isentropique du compresseur (η_c) peut être défini comme :

$$\eta_c = \frac{T_{03'} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (IV - 6)$$

Où $T_{03'}$ = température d'arrêt isentropique à la sortie du diffuseur

$$\eta_c = \frac{T_{01}(T_{03'}/T_{01} - 1)}{T_{03} - T_{01}} \quad (IV - 7)$$

Soit p_{01} la pression d'arrêt à l'entrée du compresseur et p_{03} est la pression d'arrêt à la sortie du diffuseur. Ensuite, en utilisant la relation isentropique P-T, nous obtenons :

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03'}}{T_{01}}\right)^{\gamma/\gamma-1} = \left[1 + \frac{\eta_c(T_{03} - T_{01})}{T_{01}}\right]^{\gamma/\gamma-1} = \left[1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U_2^2}{C_p T_{01}}\right]^{\gamma/\gamma-1} \quad (IV - 8)$$

L'équation (IV – 8) indique que le rapport de pression dépend également de la température d'entrée T_{01} et de la vitesse U_2 . Tout abaissement de la température d'entrée T_{01} augmentera nettement le rapport de pression du compresseur pour une entrée de travail donnée, mais il n'est pas sous le contrôle du concepteur. Les contraintes centrifuges dans un disque rotatif sont proportionnelles au carré du contour. Pour les roues à simple face en alliage léger, U_2 est limitée à environ 460 m / s par les contraintes centrifuges maximales admissibles dans la roue. De telles vitesses produisent des rapports de pression d'environ 4/1. Pour éviter le chargement du disque, des vitesses inférieures doivent être utilisées pour les roues à double face.

IV.6. Diffuseur

La conception d'un système de combustion efficace est plus facile si la vitesse de l'air entrant dans la chambre de combustion est aussi faible que possible. Les vitesses typiques de sortie du diffuseur sont de l'ordre de 90 m / s. La tendance naturelle de l'air dans un processus de diffusion est de se détacher des parois du divergent, d'inverser sa direction et de refluer dans la direction du gradient de pression. La formation de tourbillons pendant la décélération de l'air provoque une perte en réduisant l'augmentation de pression maximale. Par conséquent, l'angle maximal admissible du passage du diffuseur à aubes est d'environ 11°. Toute augmentation de cet angle entraîne une perte d'efficacité due à la séparation de la couche limite sur les parois du passage. Il convient également de noter que tout changement par rapport au débit massique nominal et au rapport de pression entraînerait également une perte de rendement. L'utilisation de diffuseurs à angle variable peut contrôler la perte d'efficacité.

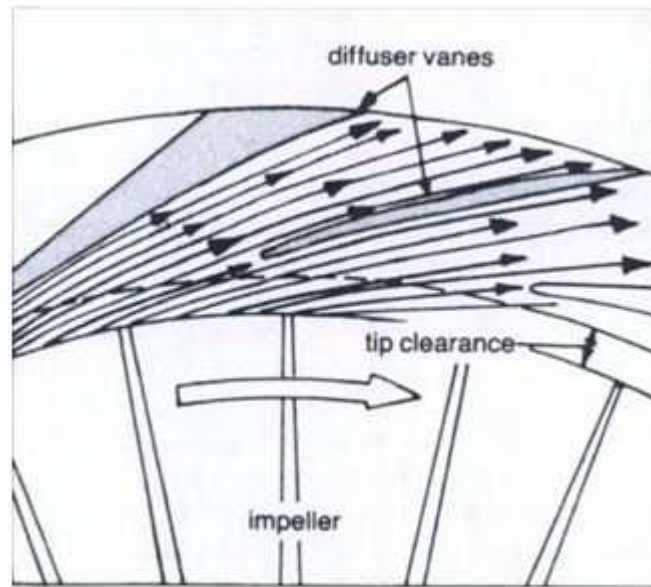


Figure IV.7. Écoulement dans un diffuseur

IV.7. Effets de compressibilité

Si la vitesse relative d'un fluide compressible atteint la vitesse du son dans le fluide, la séparation de l'écoulement provoque des pertes de pression excessives. Comme mentionné précédemment, la diffusion est un processus très difficile et il y a toujours une tendance de l'écoulement à se détacher de la surface, conduisant à la formation de tourbillons et à la réduction de la pression. Il est nécessaire de contrôler le nombre de Mach à certains points du flux pour atténuer ce problème.

Il est possible de réduire le nombre de Mach à l'entrée du compresseur en introduisant la prérotation (angle θ). Cette prérotation est donnée par un jeu de pales de guidage d'admission fixes précédant la roue.

IV. 8. Nombre de mach dans le diffuseur

La vitesse absolue du fluide devient maximale à l'extrémité de la roue et le nombre de Mach peut ainsi dépasser l'unité. En supposant un gaz parfait, le nombre de Mach à la sortie M_2 de la roue peut s'écrire :

$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{\gamma RT_2}} \quad (IV - 9)$$

Cependant, il a été constaté que tant que la composante de vitesse radiale (C_{r2}) est subsonique, un nombre de Mach supérieur à l'unité peut être utilisé à l'extrémité de la roue sans perte

d'efficacité. En outre, la diffusion supersonique peut se produire sans la formation d'ondes de choc à condition que le moment angulaire constant soit maintenu avec un mouvement de vortex dans l'espace sans balai. Des nombres élevés de Mach à l'entrée des ailettes du diffuseur provoquent également une pression élevée aux points de stagnation sur les pointes des ailettes du diffuseur, ce qui conduit à une variation de la pression statique autour de la circonférence du diffuseur. Cette variation de pression est transmise en amont dans une direction radiale à travers l'espace sans aubes et provoque une charge cyclique de la roue à aubes. Cela peut conduire à une défaillance de fatigue précoce lorsque la fréquence d'excitation est du même ordre qu'une des fréquences propres des aubes de la roue. Pour surmonter cette préoccupation, il est courant d'utiliser des nombres premiers pour les aubes de la turbine et un nombre pair pour les aubes du diffuseur.

IV.9. Les caractéristiques du compresseur centrifuge

Les performances des machines à fluide compressible sont généralement décrites en termes de groupes de variables dérivées dans l'analyse dimensionnelle (chapitre I). Ces caractéristiques dépendent d'autres variables telles que les conditions de pression et de température à l'entrée du compresseur et les propriétés physiques du fluide. Pour étudier complètement les performances d'un compresseur, il est nécessaire de tracer P_{03} / P_{01} par rapport au paramètre de débit massique $\frac{\dot{m} T_{01}^{1/2}}{P_{01}}$ pour des intervalles de vitesse fixes de $\frac{N}{T_{01}^{1/2}}$. La figure IV.8 montre une caractéristique de vitesse fixe idéalisée. Considérons une vanne placée dans la conduite de refoulement d'un compresseur fonctionnant à vitesse constante. Tout d'abord, supposons que la vanne est complètement fermée. Ensuite, le rapport de pression aura une certaine valeur comme indiqué par le point A. Ce rapport de pression est disponible à partir des ailettes qui déplacent l'air dans la roue. Maintenant, supposons que la vanne est ouverte et que le flux d'air commence à s'écouler. Le diffuseur contribue à l'augmentation de pression, le rapport de pression augmente, et au point B, la pression maximale se produit. Mais le rendement du compresseur à ce rapport de pression sera inférieure au rendement maximal. Le point C indique l'augmentation supplémentaire du débit massique, mais la pression a légèrement diminué par rapport à la valeur maximale possible. C'est le rapport de pression de débit massique de conception.

D'autres augmentations du débit massique augmenteront la pente de la courbe jusqu'au point D. Le point D indique que la montée en pression est nulle. Cependant, la courbe décrite n'est pas possible à obtenir.

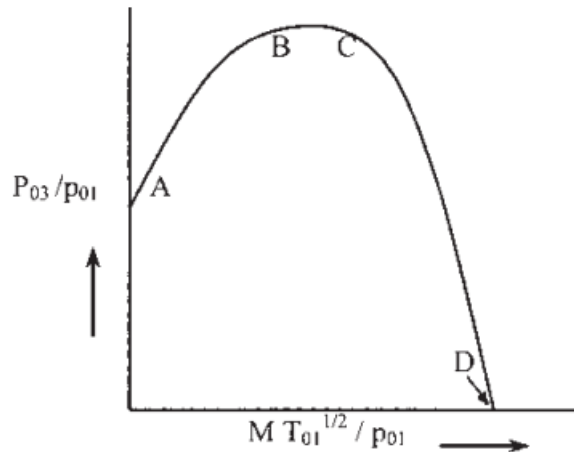


Figure IV.8. Courbe caractéristique du compresseur centrifuge.

IV.10. Le décrochage

Le décrochage d'un étage sera défini comme le décrochage aérodynamique, ou l'arrachement de l'écoulement du côté aspiration du profil aérodynamique. Un compresseur à plusieurs étages peut fonctionner de manière stable dans la région où il n'y a pas le phénomène de pompage avec un ou plusieurs étages décroché. En général, le décrochage se caractérise par un écoulement inverse près de l'extrémité de l'aube, ce qui perturbe la distribution de la vitesse et, par conséquent, nuit aux performances des étages suivants.

En se référant à la cascade de la figure IV.9, on suppose qu'une certaine non-uniformité dans l'écoulement qui approche ou dans un profil d'aube fait décrocher l'aube B. L'air s'écoule maintenant sur l'aube A à un angle d'incidence accru en raison du blocage du canal AB. L'aube A se décroche alors, mais le flux sur l'aube C est maintenant à une incidence plus faible, et l'aube C peut ne pas se décrocher. Par conséquent, le décrochage peut passer le long de la cascade dans le sens de la portance sur les aubes. Un décrochage en rotation peut entraîner des vibrations entraînant une défaillance par fatigue dans d'autres parties de la turbine à gaz.

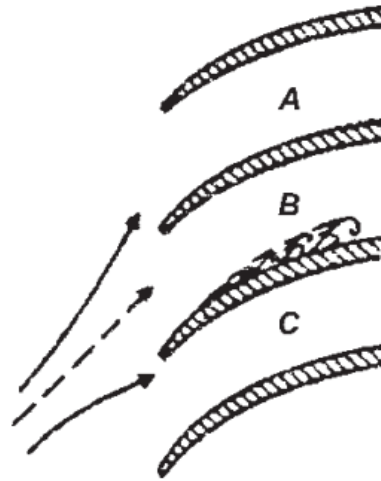


Figure IV.9. Mécanisme de propagation de décrochage.

IV.11 Phénomène de pompage

Le pompage est marqué par une rupture complète de l'écoulement régulier continu tout au long de l'ensemble du compresseur, ce qui entraîne de grandes variations de débit en fonction du temps et également dans la suite des dommages mécaniques au compresseur. Le phénomène de pompage ne doit pas être confondu avec le blocage d'un étage de compresseur.

La figure IV.10 montre les rapports de pressions globales typiques et les rendements η_c d'un étage de compresseur centrifuge. Le rapport de pression pour une vitesse donnée, contrairement au rapport de température, dépend fortement du débit massique, puisque la machine est habituellement à sa valeur maximale pour une plage étroite de débits massiques. Lorsque le compresseur fonctionne à une vitesse particulière et que le refoulement est progressivement réduit, le rapport de pression augmente d'abord, atteint une valeur maximale, puis diminue.

Le rapport de pression est maximisé lorsque le rendement isentropique a la valeur maximale. Lorsque le débit est encore réduit, le rapport de pression diminue en raison de la baisse du rendement isentropique. Si la pression aval ne baisse pas rapidement, il y aura un retour accompagné d'une diminution supplémentaire du débit massique. Pendant ce temps, si la pression aval chute en dessous de la pression de sortie du compresseur, il y aura une augmentation du débit massique. Ce phénomène de chute soudaine de la pression de refoulement accompagné d'un flux pulsé est appelé «pompage». Le point sur la courbe où débute le pompage s'appelle le point de pompage. Lorsque le tuyau d'évacuation du compresseur est complètement obstrué (le débit massique est nul), le rapport de pression aura une certaine valeur en raison de la hauteur centrifuge produite par la roue.

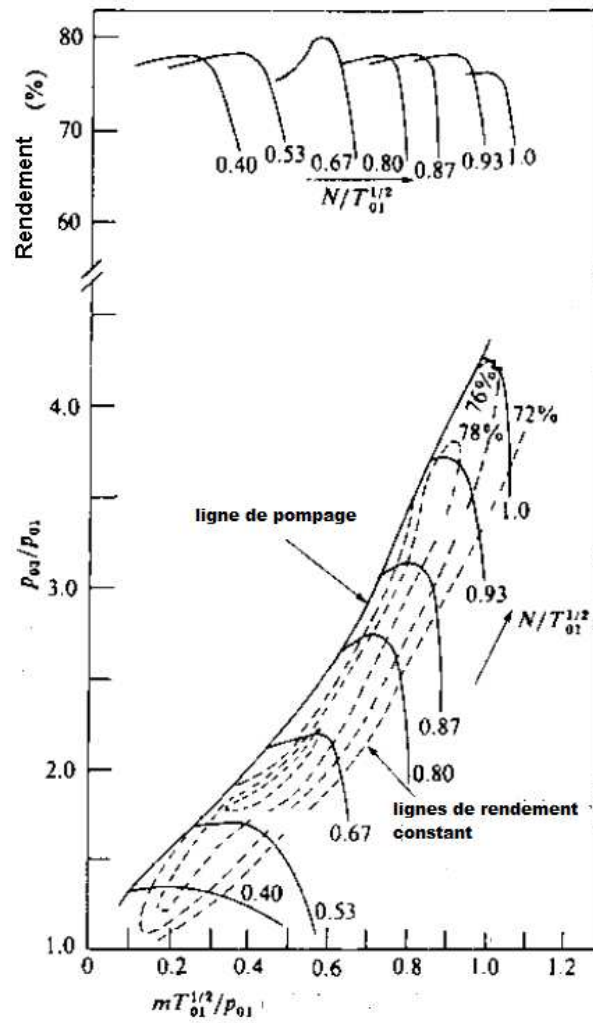


Figure IV.10. Les caractéristiques du compresseur centrifuge.