

un  $V_i$  variable, on obtient ainsi des rendements volumétriques excellents sur une très large plage d'utilisation.

Le calcul pratique d'un compresseur à vis se présente de manière analogue à celui d'un compresseur à pistons. Une fois le  $V_i$  nominal déterminé, on étudie en parallèle l'intérêt présenté par un  $V_i$  variable et la machine de la gamme ayant le  $V_i$  le plus proche. Le choix est alors fait en fonction du surcoût représenté par le tiroir mobile et sa commande.

#### 4.2.3 CRITÈRES DE CHOIX ENTRE LES COMPRESSEURS VOLUMÉTRIQUES

Étant donné que la mise en communication de la chambre de compression se fait à travers des clapets automatiques dont l'ouverture est déclenchée par la différence de pression existant sur leurs faces, les compresseurs à piston sont capables de travailler à des pressions variables. Ils peuvent donc fonctionner, par auto-adaptation selon des conditions aval et amont, sur une plage de compression large.

Les compresseurs à vis ont cependant généralement des performances meilleures que celles des compresseurs à piston, qu'ils conservent pour des rapports de compression variables s'ils sont munis d'un tiroir mobile.

Cependant, chacun d'entre eux correspond à des gammes de puissance assez différenciées, encore que des recouvrements existent quelquefois, lorsqu'on s'écarte des rapports de pression classiques.

De manière générale, les compresseurs à pistons sont adaptés aux petites puissances (inférieures à 75 kW à l'entraînement), tandis que les compresseurs à vis peuvent monter à des puissances de l'ordre du MW, ou supérieures.

Les compresseurs à vis sont plus chers, car de fabrication plus difficile, et le coût augmente encore avec le tiroir mobile et sa commande.

Les compresseurs à pistons sont limités en rapport de pression, comme nous l'avons vu, et ne supportent pas la présence de liquide à l'aspiration. Sur ces deux points, les compresseurs à vis présentent des avantages certains.

### 4.3 TURBOCOMPRESSEURS

#### 4.3.1 GÉNÉRALITÉS

À la différence des machines volumétriques où le fluide est enfermé dans un volume fermé, on réalise dans un turbocompresseur un écoulement continu de fluide auquel on communique de l'énergie grâce à des aubages mobiles entraînés par un rotor.

Dans ce chapitre, nous limiterons notre ambition à l'établissement des principaux résultats qui sont nécessaires pour comprendre le fonctionnement des turbocompresseurs, et, étant donné que le fonctionnement des turbines de détente s'apparente assez largement à celui des turbocompresseurs, nous établirons directement un certain nombre de résultats concernant l'ensemble des turbomachines.

Il existe deux principaux modes de circulation du fluide par rapport au rotor d'une turbomachine : la circulation axiale, presque toujours réalisée dans les turbocompresseurs d'avion, et la circulation radiale, très utilisée pour les turbocompresseurs centrifuges terrestres, notamment pour la réfrigération ou pour la suralimentation des moteurs automobiles.

Le fluide technique que nous considérons sera toujours du type compressible, soit un gaz idéal, soit un fluide réel condensable. En conséquence, les phénomènes sont régis par les lois fondamentales des écoulements compressibles en régime permanent que nous commencerons par établir section 4.3.2. Nous montrerons notamment qu'en faisant varier la vitesse d'un gaz, il est possible de modifier sa pression.

D'une manière générale, une turbomachine est constituée de quatre éléments en série (figure 4.3.1).

- un convergent C d'entrée, ou distributeur, pièce fixe qui a pour fonction d'orienter correctement les filets fluides à leur entrée dans la roue mobile, et de les accélérer légèrement ;
- la roue mobile RM, ou rotor, animée d'un mouvement de rotation autour d'un arbre. Cette roue comporte des aubages délimitant des canaux, entre lesquels se répartit le débit de fluide. Elle communique au fluide l'énergie mécanique des aubages, sous forme d'énergie cinétique, thermique et de pression ;
- le diffuseur D est un organe fixe qui a pour fonction de transformer en pression une partie de l'énergie cinétique acquise par le fluide lors de la traversée de la roue. Selon les cas, ce diffuseur peut comporter ou non des aubages. On dit qu'il est cloisonné ou lisse ;
- une volute V, fixe elle aussi, qui redresse les filets fluides sur la périphérie de la roue, et les dirige vers l'aval de la turbomachine.

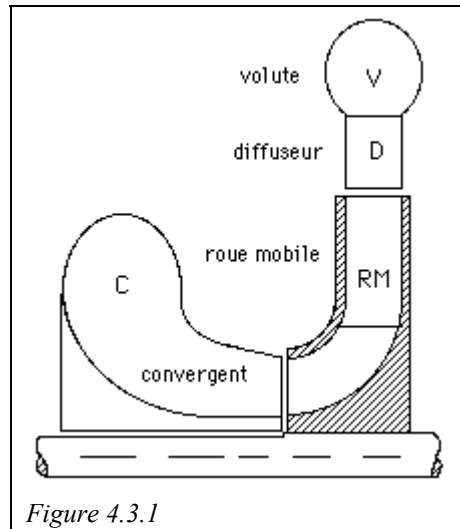


Figure 4.3.1

Pour les raisons évoquées section 4.1.4, une turbomachine comporte fréquemment plusieurs étages, chacun d'entre eux ayant une hauteur manométrique limitée. On parle alors de turbomachine multiétagée.

Dans les turbomachines axiales, les étages successifs sont juxtaposés par groupes compacts au sein desquels la volute n'est plus nécessaire, et où le diffuseur et le convergent situés entre deux roues mobiles peuvent être combinés pour ne former qu'une seule couronne dont le rôle est de redresser les filets fluides pour qu'ils se présentent correctement à l'entrée de la deuxième couronne. Dans de telles conditions, les étages intermédiaires ne comportent que deux composants.

Il arrive aussi parfois que, pour des raisons de simplicité, une turbomachine même monoétagée ne soit composée que de deux composants, l'un fixe, l'autre mobile.

Dans une turbine, il est essentiel de disposer des tuyères de détente et de guidage en amont de la roue, alors que le diffuseur ne joue qu'un rôle secondaire et peut éventuellement disparaître.

Dans un turbocompresseur, à l'inverse, le guidage en amont de la roue joue un rôle secondaire par rapport à la récupération de l'énergie cinétique en sortie. On peut donc éventuellement se passer du distributeur amont.

#### 4.3.2 THERMODYNAMIQUE DES ÉCOULEMENTS PERMANENTS

Dans les sections précédentes, nous avons supposé que les variations d'énergie cinétique des fluides subissant des transformations sont négligeables, ce qui nous a permis d'éliminer  $dK$  dans nos calculs. Dans les turbocompresseurs, cette hypothèse n'est plus valable, l'effet utile étant obtenu en convertissant en pression l'énergie cinétique du fluide.

##### 4.3.2.1 Fluide compressible parfait en régime permanent

Nous nous limiterons dans un premier temps au cas des écoulements permanents absolus où la pression et les trois composantes de la vitesse sont supposées constantes dans le temps. L'écoulement se fait dans des filets fixes, ce qui implique l'absence de parois mobiles. Ces conditions sont obtenues dans le convergent et le diffuseur d'une turbomachine.

Nous supposerons dans un premier temps le fluide parfait du point de vue hydrodynamique, c'est-à-dire dépourvu de viscosité (on notera qu'un gaz parfait n'est pas nécessairement un fluide parfait de ce point de vue).

On obtient la loi d'écoulement d'un fluide compressible en appliquant à un tube de courant le premier principe de la thermodynamique, et en tenant compte dans le calcul de l'enthalpie des forces de pesanteur.

D'après (2.4.7), on a :  $\delta\tau = v dP + dK + g dz + \delta\pi$

Les parois étant fixes,  $\delta\tau = 0$ , et, le fluide étant parfait,  $\delta\pi = 0$ .

On a donc :  $dK + v dP + g dz = 0$

ce qui, sous forme intégrale, s'écrit :

$$\left. \frac{C^2}{2} + \int v dP + g z = \text{Cste} \right| \quad (4.3.1)$$

Cette relation constitue une généralisation de la loi de Bernoulli des écoulements incompressibles, que l'on retrouve comme cas particulier si  $v = \text{Cste}$ .

$$\frac{C^2}{2} + \frac{P}{\rho} + g z = \text{Cste}$$

Sous sa forme (4.3.1), elle montre que, même dans le cas d'une transformation réversible, la loi d'écoulement reste complexe, car elle dépend de nombreux facteurs (l'état initial du fluide, la pression finale, les échanges de chaleur externes).

La relation (4.3.1) a été établie dans le cas d'un écoulement permanent absolu. Elle peut être généralisée dans le cas d'un écoulement permanent relatif, où la pression et la vitesse ont des valeurs fixes en tout point d'un système animé d'un mouvement d'entraînement uniforme. Ce sont les conditions que l'on rencontre dans la roue mobile d'une turbomachine.

Il faut pour cela exprimer que le travail utile est égal à 0 (parois fixes), plus le travail des forces d'inertie correspondant à l'accélération d'entraînement. On obtient ainsi les lois suivantes :

- système animé d'un mouvement de translation uniforme (cas des turbomachines axiales) : l'accélération d'entraînement étant nulle, l'équation (4.3.1) reste valable ;

- système animé d'un mouvement de rotation uniforme (cas des turbomachines centrifuges) : l'accélération d'entraînement est radiale, et le travail de la force d'inertie centrifuge correspondante est  $\Delta\omega^2 R^2/2$ . En posant  $U = \omega R$ , vitesse d'entraînement, l'équation (4.3.1) se transforme en :

$$\left| \frac{C^2 - U^2}{2} + \int v dP + gz = \text{Cste} \right. \quad (4.3.2)$$

#### 4.3.2.2 *Fluide compressible visqueux en régime permanent*

La viscosité ne modifie que peu les relations précédentes. Le travail utile reste nul, les parois étant immobiles, et le travail des forces de viscosité reste nul, si l'on applique le premier principe à une veine s'étendant jusqu'à la paroi, car la vitesse d'un fluide visqueux est toujours nulle à la paroi.

D'après (2.4.7), on a :  $\delta\tau = 0 = v dP + dK + gdz + \delta\pi$

On en déduit :

$$\frac{C^2}{2} + \int v dP + gz + \int \delta\pi = \text{Cste} \quad (4.3.3)$$

L'effet des frottements est en définitive une diminution de la charge. On retrouve ainsi la notion de "perte de charge"  $\pi$ .

$$\pi = \int \delta\pi$$

Dans l'état actuel de nos connaissances, on ne sait pas calculer  $\pi$  a priori, aussi la détermine-t-on de manière expérimentale.

#### 4.3.2.3 *Écoulements adiabatiques*

##### **Loi fondamentale**

Dans ce qui précède, aucune hypothèse n'a été faite sur les échanges de chaleur de l'écoulement avec l'extérieur, qui peuvent varier depuis l'isolement parfait (transformation adiabatique), jusqu'au contact infiniment développé avec une source (transformation isotherme).

Les transformations réelles sont toujours très voisines de l'adiabatique étant donné que les gaz sont de très mauvais conducteurs thermiques (cf 2.3.5). C'est pourquoi on admet toujours que les transformations sont adiabatiques, la transformation réelle étant irréversible, et la théorie de comparaison une isentropique.

Dans ce qui suit, nous négligerons l'énergie potentielle  $gz$ , ce qui est parfaitement légitime, compte tenu de la faiblesse relative des variations d'altitude du fluide, face aux variations d'énergie cinétique et d'enthalpie (cf. 2.2.1).

La loi fondamentale des écoulements adiabatiques dans un repère fixe découle directement de (4.3.3). Elle traduit la conservation de l'enthalpie totale  $h + K$ , et s'écrit, sur une ligne de courant :

$$\left| h + \frac{C^2}{2} = \text{Cste} \right. \quad (4.3.4)$$

Si l'on suppose en outre que l'écoulement adiabatique est réversible ( $ds = 0$ ), alors

$$dh = v dP, \text{ et}$$

$$v dP + C dC = 0 \quad (4.3.5)$$

Il est possible de modifier la pression d'un fluide en agissant sur sa vitesse, et réciproquement.

Dans le cas où le repère n'est plus fixe, mais animé d'un mouvement relatif permanent de rotation de vitesse d'entraînement  $U = \omega R$ , la relation s'écrit :

$$\frac{C^2 - U^2}{2} + h = \text{Cste} \quad (4.3.6)$$

ou

$$v dP + C dC - U dU = 0 \quad (4.3.7)$$

Cette relation montre que, dans un rotor de turbocompresseur, la compression peut être réalisée en réduisant la vitesse  $C$  du fluide ou en augmentant la vitesse d'entraînement  $U$ . Dans un compresseur axial, le diamètre de la roue est sensiblement constant, et le premier effet est prépondérant, alors qu'un compresseur centrifuge est capable de combiner les deux, ce qui lui permet d'obtenir des rapports de compression beaucoup plus élevés dans un seul étage.

### Grandeurs d'arrêt ou totales

Nous avons déjà introduit section précédente l'enthalpie totale  $h + K$ , et section 2.3.1 l'énergie totale  $u + K$ . D'une manière analogue, on appelle pression d'arrêt la pression  $P_i$  indiquée par un tube de Pitot placé dans un écoulement de gaz parfait, et température d'arrêt isentropique la température  $T_i$  mesurée par un thermomètre placé dans un écoulement de telle sorte que le ralentissement de l'écoulement devant le thermomètre soit isentropique.

Compte tenu de (4.3.4)

$$\Delta h = \frac{C^2}{2} \quad \text{Le gaz étant parfait, on a :} \quad \Delta h = c_p \Delta T$$

La température d'arrêt ou totale est donnée par :

$$T_i = T + \frac{C^2}{2 c_p} \quad (4.3.8)$$

L'équation (2.6.8) des isentropiques donne la pression d'arrêt ou totale :

$$P T^{\gamma/(\gamma-1)} = \text{Cste} \quad \text{ou encore} \quad P_i = P \left( \frac{T_i}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

En introduisant le nombre de Mach de l'écoulement :

$$\text{Ma} = \frac{C}{\sqrt{\gamma r T}} \quad \text{et en remarquant que :} \quad c_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1}$$

on trouve :

$$P_i = P \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \text{Ma}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (4.3.9)$$

Ces deux relations s'interprètent de la manière suivante : dans tout écoulement isentropique d'un gaz parfait dans un tube à parois fixes, la température et la pression d'arrêt se conservent.

De plus, l'intérêt présenté par les grandeurs d'arrêt est qu'elles permettent d'écrire les équations qui gouvernent les écoulements en faisant disparaître formellement la vitesse  $C$ , ce qui en simplifie considérablement l'expression.

### Variation de la section d'une veine

Étudions la loi de variation de la section que doit vérifier une veine fluide pour qu'une détente ou une compression adiabatique puisse s'y produire de manière réversible. Dans ce qui suit, nous supposons que le fluide est un gaz parfait.

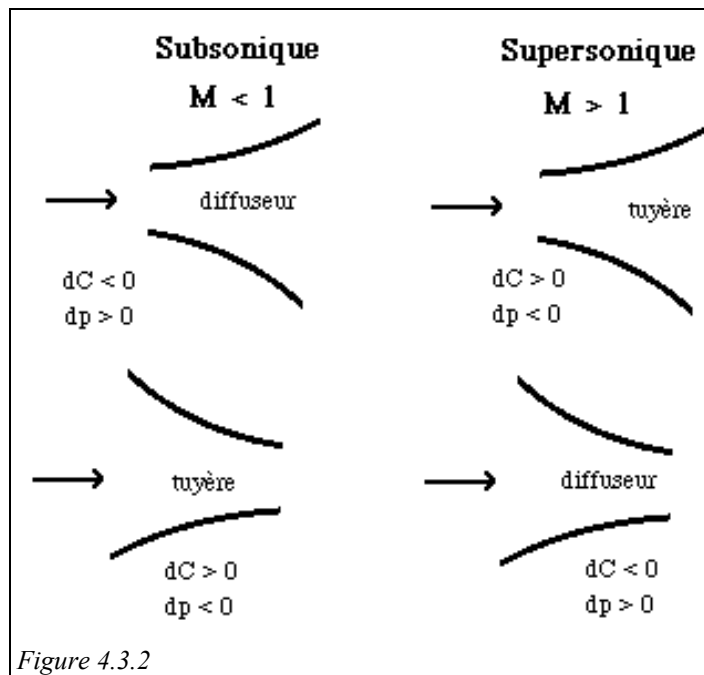
Pour que l'écoulement soit réversible et adiabatique, il faut que soient vérifiées en même temps trois équations :

- l'équation de continuité, qui indique que le débit est constant dans toute section de la veine fluide.

Si  $S$  est la section,  $m, \dot{v}$  étant le débit de fluide, on a  $S C/v = m, \dot{v}$ .

$$\text{Il vient : } \frac{dS}{S} + \frac{dC}{C} = \frac{dv}{v}$$

- l'équation de l'adiabatique  $Pv^\gamma = \text{Cste}$



Combinées, et en introduisant le nombre de Mach  $M_a$ , ces deux premières équations conduisent à :

$$\frac{dS}{S} = \frac{v dP}{C^2} (1 - M_a^2) \quad (4.3.10)$$

- l'équation cinétique (4.3.5)  $v dP + C dC = 0$

Ces deux dernières équations permettent, pour divers régimes soniques, d'analyser simplement les évolutions de la pression et de la vitesse dans les convergents et les divergents, comme le montre la figure 4.3.2.

On constate ainsi que, pour les régimes subsoniques, une compression correspond à une décélération du fluide, et une détente à une accélération, tandis que c'est l'inverse pour les régimes supersoniques.

On retrouve un résultat bien connu de mécanique des fluides : une tuyère sonique doit être constituée, en amont du col, par un convergent, de section décroissante, et, en aval, par un divergent, de section croissante. On appelle tuyère de Laval une telle configuration de convergent-divergent.

#### 4.3.2.4 Variations de la pression et de la vitesse du fluide dans un compresseur

Dans un turbocompresseur, l'évolution du fluide est une augmentation de la pression, ce qui, pour un régime subsonique, nécessite que la section de la veine aille croissant, tandis que la vitesse décroît. L'évolution se fait en deux temps (figure 4.3.3) : dans la roue mobile, la vitesse relative baisse fortement, tandis que la vitesse absolue croît. Le stator (diffuseur) fait ensuite diminuer la vitesse absolue.

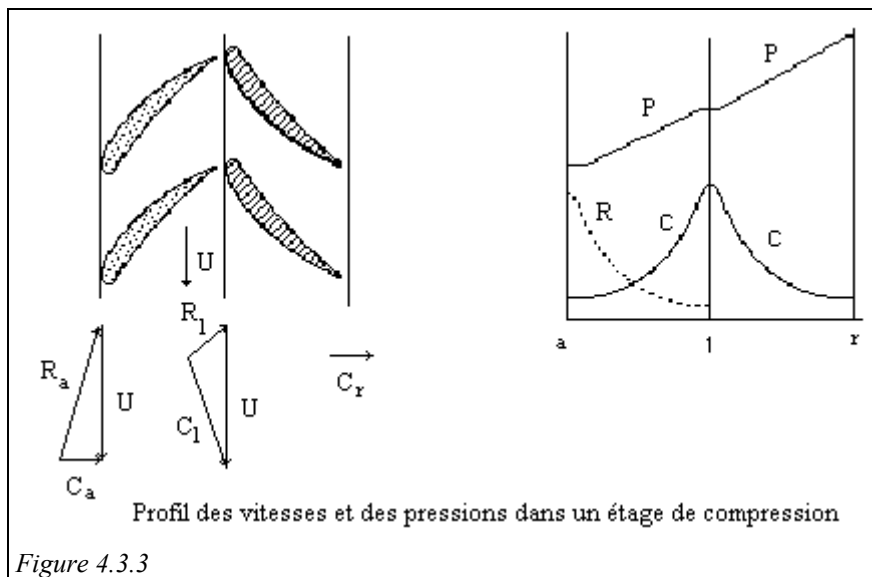


Figure 4.3.3

Pour analyser finement le fonctionnement des turbocompresseurs, il faudrait faire l'étude cinématique détaillée des évolutions du fluide à travers les divers organes.

Les développements que demanderaient une telle approche ne nous paraissent pas justifiés compte tenu de notre propos, aussi nous contenterons-nous de présenter le principe de ces calculs, avant d'étudier les performances globales des compresseurs, sur la base d'une analyse adimensionnelle. Nous noterons d'un indice  $a$  l'aspiration du fluide,  $r$  le refoulement,  $1$  la sortie du rotor, et  $R$  sera la vitesse relative.

Dans la roue mobile, l'application de (4.3.6) donne :

$$2(h_1 - h_a) = (U_1^2 - U_a^2) + (R_a^2 - R_1^2)$$

Dans le diffuseur :

$$2(h_r - h_1) = C_1^2 - C_r^2$$

En sommant, il vient :

$$2(h_r - h_a) = (U_1^2 - U_a^2) + (R_a^2 - R_1^2) + (C_1^2 - C_r^2)$$

Étant donné que  $C_r$  est peu différent de  $C_a$ , on peut écrire :

$$2(h_r - h_a) = U_1^2 + C_1^2 - R_1^2 - (U_a^2 + C_a^2 - R_a^2)$$

Or, comme le montre le triangle des vitesses (figure 4.3.3) :

$$\vec{R} = \vec{C} - \vec{U} \quad \text{et} \quad R^2 = C^2 + U^2 - 2 \vec{U} \cdot \vec{C}$$

$$\tau = h_r - h_a = \vec{U}_1 \cdot \vec{C}_1 - \vec{U}_a \cdot \vec{C}_a \quad (4.3.11)$$

Cette relation est le théorème d'Euler, qui permet de relier la variation d'enthalpie et donc le travail utile au profil des vitesses dans le compresseur.

Dans un compresseur axial, la vitesse d'entraînement étant sensiblement la même en entrée et en sortie de roue, cette relation se simplifie, et donne :

$$\tau = h_r - h_a = \vec{U} \cdot (\vec{C}_1 - \vec{C}_a) \quad (4.3.12)$$

On fait généralement en sorte que  $\vec{C}_a$  soit perpendiculaire à  $\vec{U}$  en entrée des turbocompresseurs, de telle sorte que ces relations se simplifient encore :

$$\tau = \vec{U}_1 \cdot \vec{C}_1 \quad (4.3.13)$$

### Triangle des vitesses et forme des aubages

La relation d'Euler permet de définir le profil des aubages : pour que l'écoulement dans le rotor se fasse avec le moins possible d'irréversibilités, il faut éviter les chocs, qu'ils proviennent de discontinuités dans les filets fluides ou d'ondes de choc pouvant se propager si les vitesses sont trop importantes. La thermodynamique des écoulements trouve ici une de ses limites : le tracé précis du profil des aubages fait appel à la mécanique des fluides et sort donc du cadre de cet exposé. Nous nous contenterons de donner quelques indications sur les résultats obtenus, pour les seuls compresseurs axiaux.

Compte tenu de la relation d'Euler, on cherche à maximiser le produit scalaire  $\vec{U}_1 \cdot \vec{C}_1 = U C_1 \cos \alpha_1$ . Il faut donc que l'angle  $\alpha_1$  soit le plus faible possible.

Supposons la vitesse d'entraînement  $U$  connue. Pour éviter tout choc dans les aubages, il faut qu'à tout moment le vecteur vitesse relative  $\vec{R}$  soit parallèle aux aubages, ce qui fixe l'angle  $\beta$  qu'il fait avec la vitesse d'entraînement  $U$ .

La vitesse d'entrée  $\vec{C}_a$  étant perpendiculaire à  $\vec{U}$ , le triangle des vitesses d'entrée donne immédiatement l'angle  $\beta_a$  et définit le vecteur  $\vec{R}_a$ .

En sortie, on obtient similairement  $\beta_1$  et  $\vec{R}_1$ , sachant que la vitesse absolue  $\vec{C}_1$  doit généralement rester subsonique pour éviter des risques de choc au niveau des aubages du diffuseur.



Par continuité le profil de l'aubage peut être tracé (figure 4.3.4).

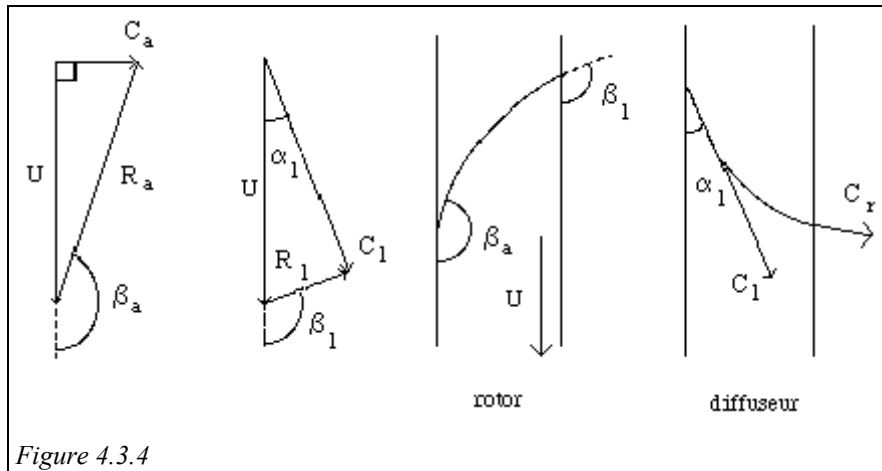


Figure 4.3.4

Toutefois comme on le verra plus loin, des questions technologiques amènent les constructeurs à choisir des types de roue et à fixer certains paramètres de dimensionnement réduits. On ne connaît donc généralement pas  $U$  comme cela a été supposé ici, mais on dispose d'un certain nombre de liaisons entre les grandeurs qui interviennent dans le triangle des vitesses, de telle sorte qu'il se trouve déterminé par des raisonnements analogues à celui qui vient d'être présenté.

Pour déterminer l'épaisseur des aubages, qui définissent par leur écartement la section de passage disponible pour le fluide, il faut se donner, en plus de la relation d'Euler, l'équation de continuité. De surcroît, plus encore que pour le tracé des tuyères, il est nécessaire de réduire les courbures pour éviter les décollements des filets fluides le long des aubages de compresseur, car le gradient de pression s'exerce ici dans un sens défavorable, aussi bien dans le rotor que dans le diffuseur. Cette contrainte est beaucoup plus forte pour les turbocompresseurs que pour les turbines.

#### 4.3.3 PERFORMANCES ET SIMILITUDE DES TURBOMACHINES

Lorsque le turbocompresseur ne fonctionne pas aux conditions nominales considérées lors de sa conception, son rendement en souffre généralement dans des proportions plus importantes que dans le cas des compresseurs volumétriques. La raison en est que les irréversibilités dynamiques (chocs, décollement de veines...) augmentent assez rapidement dès que l'écoulement ne correspond plus à la géométrie des aubages.

Nous allons maintenant approfondir l'analyse des caractéristiques des turbomachines, et étudier l'adaptation d'une machine à différents régimes de fonctionnement. Ces régimes dépendent non seulement des variables de base considérées pour la conception ( $N$ ,  $\dot{V}$ ,  $\Delta h$ ), mais aussi des paramètres caractéristiques du fluide qui traverse la machine.

Dans les conditions les plus courantes, 7 variables physiques indépendantes sont susceptibles d'affecter les performances d'une turbomachine : une dimension caractéristique (par exemple le diamètre de la roue  $D$ ), la vitesse de rotation  $N$ , le débit massique de fluide  $\dot{m}$ , les pressions d'arrêt à l'entrée et à la sortie  $P_a$  et  $P_r$ , les enthalpies totales à l'entrée et à la sortie  $h_a$  et  $h_r$ .

Comme indiqué section 4.3.2.3, on choisit les grandeurs totales pour faire disparaître des équations la vitesse du fluide à l'entrée de la machine.

Parmi ces 7 variables, interviennent 3 unités fondamentales (M, L, T). L'application du théorème de Vaschy-Buckingham permet de réduire à  $7 - 3 = 4$  le nombre de variables adimensionnelles caractéristiques du fonctionnement de la machine.

Les variables les plus couramment choisies sont :

- un nombre de Mach relatif à la vitesse débitante  $C_f$  :  $(Ma)_c = \frac{C_f}{C_s}$

$$\text{avec } C_f = \frac{\dot{m} v_a}{A} = \frac{4 \dot{m} v_a}{\pi D^2} = \frac{4 \dot{m} r T_a}{\pi D^2 P_a}$$

et  $C_s$  vitesse du son dans le fluide ( $C_s = \sqrt{\gamma r T_a}$  en assimilant le fluide à un gaz parfait), soit donc

$$(Ma)_c = \frac{4 \dot{m} \sqrt{r T_a}}{\pi D^2 P_a \sqrt{\gamma}} \quad (4.3.14)$$

- un nombre de Mach relatif à la roue  $(Ma)_u = \frac{U}{C_s}$  avec  $U = \frac{\pi D N}{60}$
- $$(Ma)_u = \frac{\pi D N}{60 \sqrt{\gamma r T_a}} \quad (4.3.15)$$

- le rapport des pressions d'arrêt d'entrée et de sortie :  $\frac{P_r}{P_a}$
- l'efficacité isentropique de l'étage  $\eta_s = \frac{(h_r)_s - h_a}{h_r - h_a}$  ou  $\eta_s = \frac{h_r - h_a}{(h_r)_s - h_a}$

selon qu'il s'agit d'un compresseur ou d'une turbine.

Lorsqu'on fixe le choix d'une machine et d'un fluide particulier, les nombres adimensionnels  $(Ma)_c$  et  $(Ma)_u$  deviennent proportionnels à des variables réduites d'expressions plus simples :

$$(Ma)_c \div \frac{\dot{m} \sqrt{T_a}}{P_a} = (\text{débit massique corrigé } \dot{m}_c) \quad (4.3.16)$$

$$(Ma)_u \div \frac{N}{\sqrt{T_a}} = (\text{vitesse de rotation corrigée } N_c) \quad (4.3.17)$$

D'autres grandeurs adimensionnelles sont aussi couramment employées par les constructeurs : le facteur de débit  $\varphi$  et le facteur d'enthalpie  $\psi$ , ou encore les deux coefficients de Rateau  $\mu$  et  $\delta$ .

### Le facteur de débit $\varphi$

Il est naturel de s'intéresser aux deux nombres de Mach représentatifs des écoulements dans les machines,  $(Ma)_c$  et  $(Ma)_u$ . Le rapport de ces deux grandeurs, indépendant des propriétés du fluide, conditionne la forme du triangle des vitesses, et correspond à une première grandeur adimensionnelle : le facteur de débit  $\varphi$  qui permet d'assurer la similitude cinématique sur la totalité des limites des écoulements.

$$\varphi = \frac{(M_a)_c}{(M_a)_u} = \frac{4 \dot{m} \sqrt{\gamma T_a}}{\pi D^2 P_a \sqrt{\gamma}} \frac{60 \sqrt{\gamma T_a}}{\pi D N}$$

$$\varphi = \frac{C_f}{U} = \frac{240 \dot{V}}{\pi^2 N D^3} = \frac{240}{\pi} \delta \quad (4.3.18)$$

Ce facteur  $\varphi$  est proportionnel à une autre grandeur adimensionnelle : le deuxième coefficient de Rateau  $\delta$ .

### Le facteur d'enthalpie $\psi$

Les turbomachines ont pour fonction, soit de détendre un fluide pour produire de l'énergie, soit de fournir de l'énergie à un fluide. Les écoulements étant, comme nous l'avons déjà indiqué, proches de l'adiabatique, du fait des faibles surfaces d'échange et des vitesses importantes, il est logique de prendre comme énergie de référence le travail de détente ou de compression isentropique  $|\Delta h_s|$ .

$$\text{On a : } |\Delta h_s| = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_a v_a \left| \left( \left( \frac{P_r}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) \right| \quad (4.3.19)$$

Le rapport de cette énergie de référence à une énergie cinétique bien choisie constitue une grandeur adimensionnelle intéressante. Une première idée consiste à mettre en évidence dans cette formule la vitesse du son  $C_s$ . On obtient :

$$\frac{|\Delta h_s|}{1/2 C_s^2} = \frac{2}{\gamma - 1} \left| \left( \left( \frac{P_r}{P_a} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) \right| = \Omega \quad (4.3.20)$$

Mais on prend en général cette énergie cinétique égale à  $1/2 U^2$ , correspondant à l'énergie cinétique maximale dans le rotor. Cette manière de faire revient à multiplier  $\Omega$  par  $(M_a)_{2,u}$ . On définit ainsi le facteur d'enthalpie  $\psi$ , égal au double du premier coefficient de Rateau  $\mu$  (lui-même égal au pouvoir manométrique introduit section 4.1.4).

Dans la pratique, on présente le plus souvent les performances d'une machine sous la forme de courbes caractéristiques pour des valeurs constantes de la vitesse de rotation corrigée  $N_c$  :

$$\frac{P_r}{P_a} = f(\dot{m}_c) \quad \eta_s = f\left(\frac{P_r}{P_a}\right) \text{ ou } f(\dot{m}_c)$$

Des courbes d'égales efficacités peuvent aussi être directement reportées sur les diagrammes :

$$\frac{P_r}{P_a} = f(\dot{m}_c)$$

Quelquefois, les courbes sont présentées par rapport à des valeurs de référence du débit massique corrigé ou de la vitesse corrigée.

Des exemples de résultats expérimentaux sont présentés dans les pages suivantes, les débits corrigés et les vitesses corrigées étant rapportés à leurs valeurs nominales.

### 4.3.3.1 Caractéristiques des turbocompresseurs

Pour les turbocompresseurs (figures 4.3.5 à 4.3.7), c'est le débit massique corrigé qui est utilisé en abscisse. En ordonnée, on reporte le rapport de pression ou le rendement isentro-pique. La vitesse de rotation corrigée est encore reprise en paramètre.

On retrouve ici l'allure des caractéristiques des diffuseurs, pour des vitesses de rotation différentes.

La vitesse de rotation corrigée influence fortement les performances des turbocompresseurs. Ceci s'explique facilement en considérant que, dans une telle machine, l'énergie est communiquée au fluide par le rotor, sous forme d'énergie cinétique. Au maximum, cette énergie vaut  $1/2 U^2$ , c'est-à-dire est proportionnelle à  $N^2$ . Il est donc naturel que la sensibilité de ces machines aux changements de régime soit spectaculaire.

De plus, la mécanique des fluides nous apprend que l'écoulement du fluide dans les aubages est ici déstabilisé par le gradient de pression.

Dès que l'on s'écarte trop des conditions nominales de fonctionnement, on voit apparaître un risque important de décollement le long des aubages. Outre une forte sensibilité du rendement isentropique, il en résulte une double limitation du domaine d'utilisation de la machine : risque de pompage du côté des faibles débits (dépendant du réseau sur lequel le compresseur débite, cf. section suivante), et de gavage du côté des débits plus importants. Une certaine souplesse n'est effectivement envisageable dans ce type de machine que si l'on peut ajuster librement la vitesse de rotation et éventuellement l'angle d'incidence de certaines rangées d'aubages.

#### Compresseurs axiaux

Les taux de compression par étage que peuvent fournir les compresseurs axiaux sont relativement faibles, généralement compris entre 1,2 et 2.

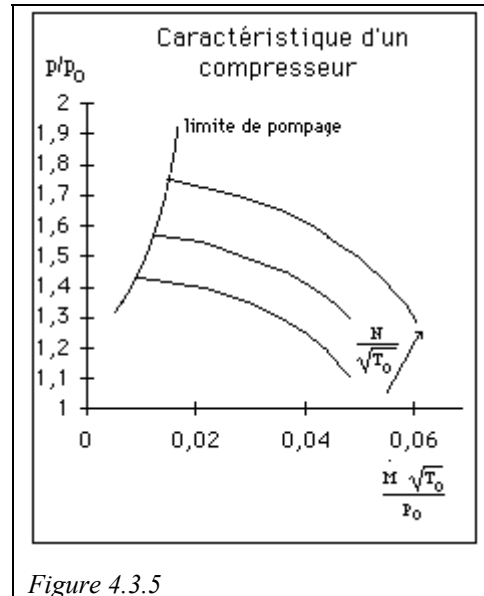


Figure 4.3.5

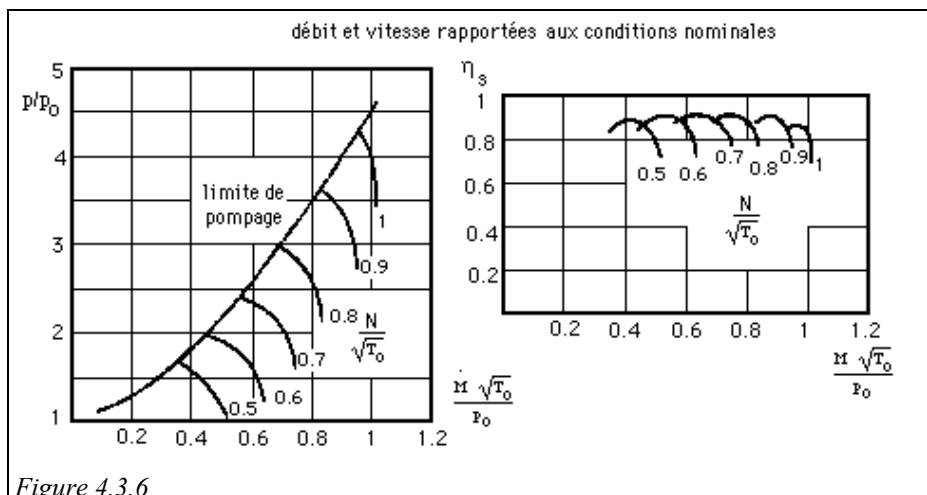


Figure 4.3.6

### Compresseurs centrifuges

Les caractéristiques des compresseurs centrifuges sont plus pentues que celles des compresseurs axiaux, ce qui les rend plus stables. Du fait de l'accélération que reçoit le fluide lors du passage dans le rotor, les taux de compression par étage qu'ils peuvent fournir, beaucoup plus importants, sont compris entre 2,5 et 9.

On remarquera d'autre part sur la caractéristique de la figure 4.3.11 que l'on peut équiper les caractéristiques (pression - débit) en y faisant figurer les lignes d'isorendement isentropique  $\eta$ . Le lieu de ces valeurs correspond sensiblement à des portions d'ellipses, qui forment ce que l'on a coutume d'appeler la colline des rendements.

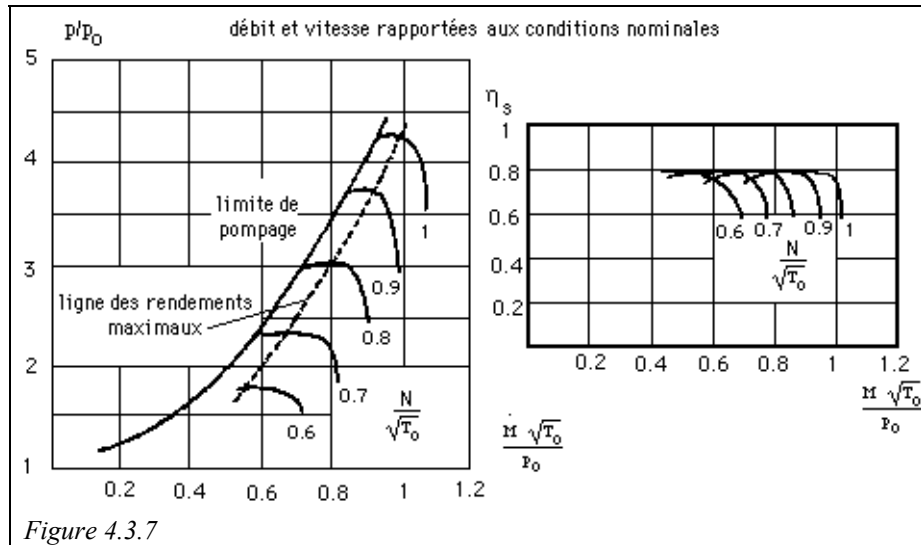


Figure 4.3.7

#### 4.3.3.2 Pompage des turbocompresseurs

Lorsqu'un turbocompresseur débite sur un circuit récepteur, son point de fonctionnement est déterminé par l'intersection de sa courbe caractéristique et de celle du circuit.

Les pertes de charge du circuit étant en première approximation proportionnelles au carré du débit, l'allure de la caractéristique du circuit est donnée figure 4.3.8, l'ordonnée à l'origine, quelquefois appelée charge statique, correspondant aux termes indépendants du débit dans l'équation de Bernoulli généralisée (4.3.3).

Le point de fonctionnement d'un compresseur évolue ainsi en fonction de sa vitesse de rotation, pour qu'à tout moment, la puissance dissipée dans le circuit soit égale à la puissance utile de la machine, et passe ainsi de A en C lorsque la vitesse croît (figure 4.3.9).

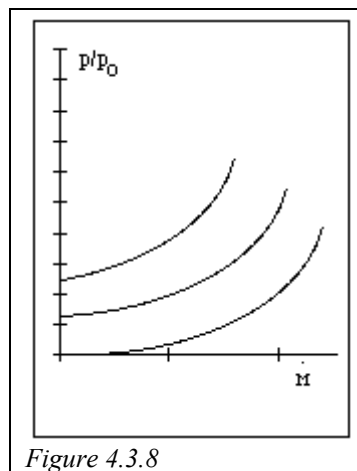


Figure 4.3.8

Les choses ne se passent toutefois pas toujours aussi simplement, une zone de fonctionnement instable pouvant apparaître dans la partie à gauche du maximum des caractéristiques des turbocompresseurs, pour les raisons expliquées ci-dessous.

Vérifions tout d'abord qu'un point tel que B est stable (figure 4.3.9). Supposons que, la machine étant en fonctionnement nominal au point B à vitesse constante, le débit baisse soudainement. Compte tenu de la forme de la caractéristique de la machine, son point de fonctionnement a tendance à passer en B', alors que la résistance du circuit chute en B".

Il en résulte que le compresseur dispose d'un surcroît de puissance (B' - B") par rapport à la résistance du circuit, ce qui a pour effet d'augmenter le débit qui le traverse, et donc de ramener le point d'équilibre en B. Le système est naturellement stable.

Si le point de fonctionnement se situe à gauche du maximum de la caractéristique du compresseur, deux cas peuvent se présenter :

- si la pente de la caractéristique du circuit est supérieure à celle de la machine, un raisonnement analogue au précédent montrerait que le système est stable.
- si, comme sur le schéma de la figure 4.3.10, c'est la caractéristique du compresseur qui est la plus pentue, on voit que toute réduction du débit se traduit par une baisse de la puissance de la machine plus rapide que celle de la résistance du circuit. Il y a donc amplification de la perturbation initiale, et le système est instable. Des phénomènes complexes se manifestent alors, dépendant de l'inertie mécanique du système complet. Le débit diminue très rapidement (20 à 80 millisecondes) et peut aller jusqu'à s'inverser.

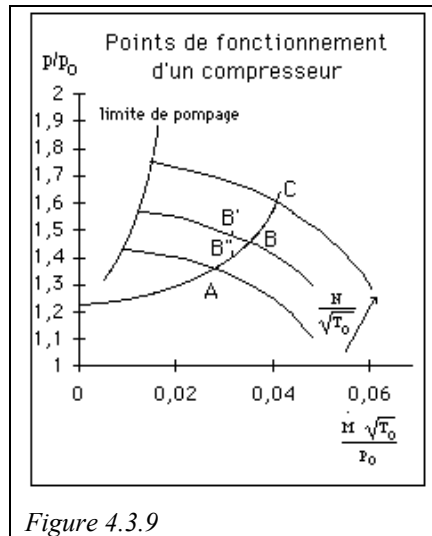


Figure 4.3.9

La résistance du circuit chute en conséquence, le collecteur de refoulement se vide, et la puissance disponible au compresseur redevient largement excédentaire, ce qui conduit à une très rapide augmentation du débit. Très vite, le point de fonctionnement repasse à droite de B'. Le collecteur de refoulement se remplit, la pression remonte, et le débit rediminue : les conditions d'un cyclage sont réunies. On appelle pompage cette instabilité cyclique, dont la période varie entre 0,5 et 5 secondes. Le pompage est généralement très préjudiciable à la tenue mécanique du compresseur, soumis à des vibrations intenses pouvant mettre en contact rotor et stator.

Les phénomènes en jeu, très complexes du fait des effets inertiels liés au remplissage et au vidage des collecteurs du réseau, sont encore mal connus. Aussi les constructeurs recommandent-ils d'éviter de fonctionner dans la partie à gauche du maximum des caractéristiques de leurs machines, bornée par la limite de pompage (*surge line* en anglais).

Comme il n'est pas toujours possible de respecter cette contrainte, il est souvent nécessaire de prévoir des clapets anti-retour en sortie de la machine, ou des dispositifs plus complexes quand cela ne suffit pas. Les possibilités d'instrumentation et de régulation modernes permettent de détecter l'apparition du pompage, qui s'accompagne de variations de pression et de débit ainsi que de la température d'aspiration pour les compresseurs axiaux. La régulation anti-pompage doit pouvoir réagir très rapidement compte tenu de la vitesse de décrochement, en augmentant le débit grâce à l'ouverture d'une vanne de by-pass.

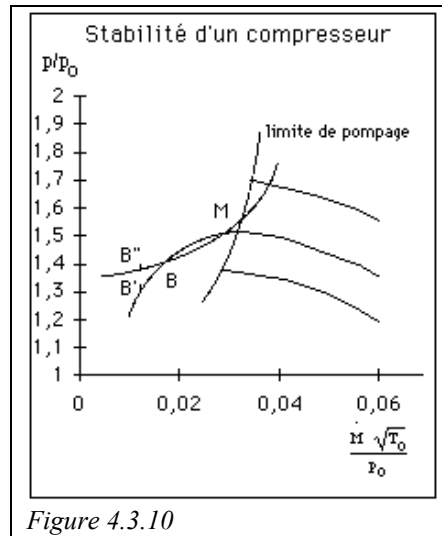


Figure 4.3.10

#### 4.3.4 CALCUL PRATIQUE D'UN TURBOCOMPRESSEUR

Pour pouvoir dimensionner rapidement avec une précision suffisante leurs compresseurs, les constructeurs tirent tout le parti possible des règles de similitude. La difficulté principale provient cependant de ce que la situation n'est pas aussi simple que dans le cas des compresseurs volumétriques.

Dans ce cas en effet, l'ensemble d'une gamme de machines peut être représenté avec une précision suffisante par un même jeu d'abaques relatifs aux variations des rendements volumétrique et de compression en fonction du rapport de pression.

Dans le cas des turbomachines, ceci n'est vrai qu'approximativement, et les constructeurs préfèrent utiliser une caractéristique par roue, dès lors qu'ils veulent une bonne précision, car les formes des collines de rendement peuvent varier sensiblement d'une machine à l'autre, même pour une gamme donnée. On utilise cependant les règles de similitude relatives à l'écoulement, et, très souvent, les caractéristiques sont tracées dans un système d'axes particulier, associant les facteurs d'enthalpie et de débit (ou les coefficients de Rateau) et le nombre de Mach de la roue.

On retrouve ainsi généralement en ordonnée un coefficient de hauteur, et en abscisse un coefficient de débit. Chez York France, l'un des principaux constructeurs de compresseurs pour le froid industriel, ce sont d'une part en ordonnée le facteur  $\Omega$  introduit précédemment, et en abscisse un facteur  $\theta$  produit de  $\delta$  et  $(Ma)_u$ , et donc proportionnel à  $(Ma)_c$ .

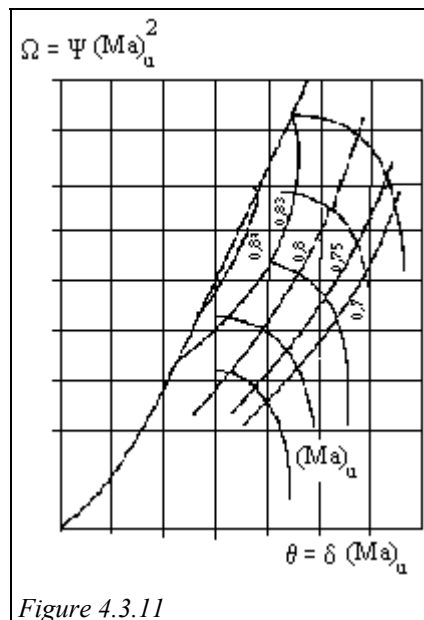


Figure 4.3.11

$$\Omega = \frac{\Delta h_s}{C_s^2} = \mu (M_a)_u^2$$

$$\theta = \frac{\dot{V}}{C_s D^2} = \delta (M_a)_u$$

$C_s = \sqrt{\gamma r T_a}$  étant la vitesse du son à l'aspiration et  $\mu$  et  $\delta$  les coefficients de Rateau.

La caractéristique que l'on obtient a la forme donnée figure 4.3.11.

Le calcul pratique d'un compresseur se déroule de la manière suivante.

On se donne le débit volumique à l'aspiration et le rapport de compression désirés, ainsi que les conditions à l'aspiration, qui permettent de calculer la vitesse du son  $C_s$ .

Sur un diagramme thermodynamique, à l'aide de tables ou d'équations d'état ou avec Thermoptim, on détermine le travail de compression isentropique  $\tau_s$ , ce qui donne la valeur de  $\Omega$ .

On choisit a priori une machine, c'est-à-dire un diamètre de roue, ce qui permet de déterminer la valeur de  $\theta$ .

Sur la caractéristique, il est alors possible de vérifier si la roue choisie est bien adaptée, c'est-à-dire si le point de fonctionnement se situe bien à droite du maximum d'efficacité, pour éviter tout risque de pompage.

La connaissance du pouvoir manométrique  $\mu$  de la roue permet de déterminer le nombre de Mach et donc la vitesse tangentielle  $U$ .

Comme  $U = \frac{\pi D N}{60}$ , la vitesse de rotation s'en déduit.

Il est ensuite possible d'étudier le fonctionnement à débit variable et vitesse de rotation constante ( $(M_a)_u = \text{Cste}$ ), et le fonctionnement éventuel à charge partielle et vitesse de rotation variable, pour déterminer si les plages de fonctionnement envisagées sont compatibles avec les possibilités de la machine.

#### 4.4 COMPARAISON ENTRE LES DIVERS TYPES DE COMPRESSEURS

##### 4.4.1 COMPARAISON DES TURBOCOMPRESSEURS

##### ET COMPRESSEURS VOLUMÉTRIQUES

Avant de comparer entre eux les compresseurs centrifuges et axiaux, il est intéressant de les situer par rapport aux compresseurs volumétriques. Comme cela a déjà été dit, la différence fondamentale entre ces deux types de machines est que les turbocompresseurs fonctionnent avec une hauteur manométrique constante, alors que les compresseurs volumétriques ont un rapport des volumes constant.

D'une manière générale, les turbocompresseurs sont bien adaptés pour comprimer de gros débits de fluide. Aux petits débits, ils doivent tourner à des vitesses très élevées pour conserver des efficacités raisonnables, ce qui implique des multiplicateurs fragiles et de coût élevé. On leur préfère alors les compresseurs volumétriques, pour lesquels ce genre de problèmes ne se pose pas.