

III. Caractéristiques aérodynamiques des turbomachines

III.	Caractéristiques aérodynamiques des turbomachines	III.1
1.	Caractéristiques des fluides véhiculés	III.3
1.1.	Caractéristiques de l'air.....	III.3
1.1.1.	Relation entre C_p et γ . Changement d'unités.....	III.3
1.1.2.	Loi d'évolution du C_p avec la température.....	III.3
1.1.2.1.	Valeur moyenne de C_p entre 2 températures	III.3
1.1.2.2.	Valeur de C_p pour une température donnée	III.3
1.1.2.3.	Hypothèse simplificatrice	III.4
1.2.	Caractéristiques des gaz de combustion.....	III.4
2.	Les compresseurs et les turbines	III.5
2.1.	Notion d'étage	III.5
2.2.	Type de transformations usuelles	III.5
2.3.	Puissance utile échangée	III.6
2.3.1.	Cas d'une roue mobile.....	III.6
2.3.2.	Cas d'une roue fixe	III.6
2.4.	Quantifications de la dissipation visqueuse	III.7
2.5.	Représentations graphiques et schémas synoptiques.....	III.7
2.5.1.	Etage de compresseur.....	III.7
2.5.2.	Etage de turbine	III.8
2.6.	Rendements isentropiques total-à-total.....	III.9
2.6.1.	Définition des rendements isentropiques	III.9
2.6.2.	Utilisation des rendements isentropiques	III.10
2.7.	Transformations et rendements polytropiques	III.10
2.7.1.	Définition du rendement polytropique.....	III.10
2.7.2.	Assimilation à des processus polytropiques	III.11
2.7.2.1.	Rappel de la définition d'un processus polytropique.....	III.11
2.7.2.2.	Application à une transformation adiabatique	III.11
2.7.2.3.	Relation entre β et η_p	III.11
2.7.3.	Loi d'évolution d'un processus polytropique.....	III.12
2.7.4.	Relations entre rendements et exposants polytropiques.....	III.13
2.7.5.	Relation entre rendements isentropiques et polytropiques.....	III.13
2.7.5.1.	Facteur de récupération et facteur de pertes	III.13
2.7.5.2.	Interprétation physique.....	III.15
2.7.5.3.	Application à des étages montés en série	III.15
2.8.	Autres rendements	III.15
2.8.1.	Rendements étage	III.16
2.8.2.	Pertes de charge	III.16
2.8.3.	Rendements statique-à-statique	III.16
2.8.3.1.	Redresseur d'un étage de compresseur.....	III.16
2.8.3.2.	Distributeur d'un étage de turbine.....	III.16
2.8.4.	Rendements statique-à-total et total-à-statique.....	III.17
2.9.	Quelques éléments sur le fonctionnement aérodynamique des compresseurs et turbines	III.17

2.9.1. Courbes caractéristiques des compresseurs et turbines.....	III.17
2.9.1.1. Point de fonctionnement nominal et plage de fonctionnement...	III.17
2.9.1.2. Représentation des courbes caractéristiques.....	III.17
2.9.1.3. Courbes caractéristiques des compresseurs	III.17
2.9.1.4. Courbes caractéristiques des turbines.....	III.18
2.9.2. Quelques spécificités des compresseurs et turbines utilisés.....	III.18
2.9.2.1. Géométries rencontrées	III.18
2.9.2.2. Puissance échangée. Forme des aubages et de la veine.....	III.19
2.9.2.3. Zone d'instabilité : le pompage.....	III.19
2.9.2.4. Tenue mécanique et thermique des aubages de turbines.....	III.20

Les éléments essentiels à la constitution d'un propulseur aéronautique sont des turbomachines (compresseurs et turbines), une source de chaleur (chambre de combustion) et divers conduits (entrée d'air, tuyères...).

Le fluide véhiculé est de l'air ou des produits de combustion, dont nous allons d'abord donner les caractéristiques.

Nous définirons dans ce chapitre les grandeurs caractéristiques du fonctionnement énergétique des turbomachines, les mécanismes de calcul permettant leur prise en compte et quelques éléments d'aérodynamique concernant leur fonctionnement et leur dimensionnement.

1. Caractéristiques des fluides véhiculés

Les gaz concernés sont l'air aspiré aux conditions d'aspiration et les gaz de combustion.

1.1. Caractéristiques de l'air

Entre la température ambiante et des températures de l'ordre de 1500K, l'air peut être considéré comme un gaz réel dont la chaleur massique à pression constante C_p ne dépend que de la température. Au-delà de cette température, les phénomènes de dissociation rendent ce coefficient également sensible à la pression.

1.1.1. Relation entre C_p et γ . Changement d'unités

- Relations entre les coefficients C_p , C_v , r et γ :

$$C_p - C_v = r \quad \text{et} \quad C_p / C_v = \gamma$$

$$\text{d'où: } \frac{r}{C_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (\text{III-1.1})$$

avec :

$$r = R / M = 287.05 \text{ J / Kg} - \text{K} \quad (\text{III-1.2})$$

D'où :

$$\gamma = \frac{1}{1 - 287.05 / C_p} \quad (\text{III-1.3})$$

- On utilise plus souvent les kilocalories que les Joules. La relation de changement d'unité est :

$$C_p (\text{J / Kg} - \text{K}) = C_p (\text{Kcal / Kg} - \text{K}) \cdot 4185.499 \quad (\text{III-1.4})$$

1.1.2. Loi d'évolution du C_p avec la température

C_p a une valeur croissante avec la température, et γ a donc une valeur décroissante.

1.1.2.1. Valeur moyenne de C_p entre 2 températures

$$C_{pKcal} = \frac{H_2 - H_1}{V_2 - V_1} \quad , \quad \text{avec} \quad V_i = \frac{T_i - 1125}{875} \quad (\text{III-1.5})$$

$$H_i = 2.23526 V_i^5 - 1.53471 V_i^4 - 6.2453 V_i^3 + 16.22198 V_i^2 + 243.23927 V_i + 284.27881$$

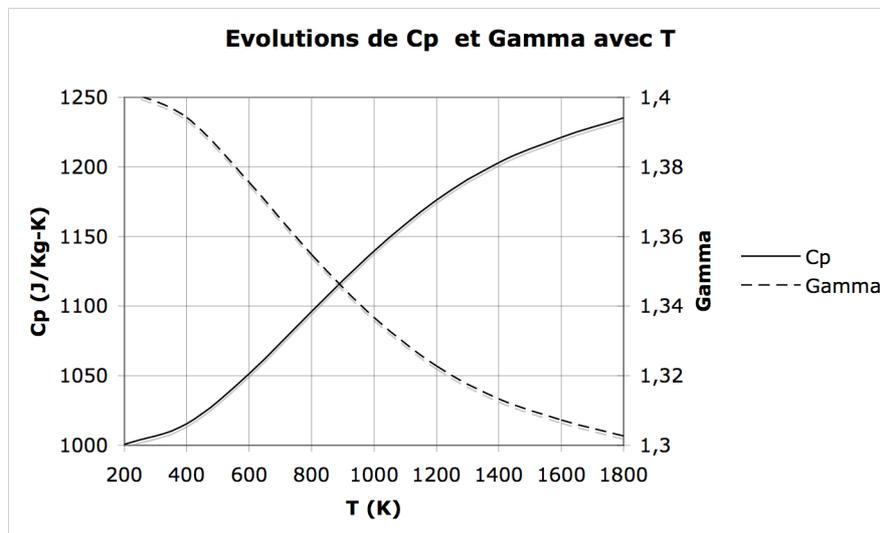
1.1.2.2. Valeur de C_p pour une température donnée

Cette expression peut être obtenue à partir de la précédente en faisant tendre T_2 vers T_1 :

$$C_{pKcal} = \frac{dH}{dT} = \frac{1}{875} \frac{dH}{dV} \quad (\text{III-1.6})$$

D'où :

$$C_{pKal} = 0.012773V^4 - 0.007016V^3 - 0.021413V^2 + 0.037079V + 0.277988 \quad (\text{III-1.7})$$



1.1.2.3. Hypothèse simplificatrice

Pour calculer la partie du cycle du propulseur situé en amont de la chambre de combustion, on est donc théoriquement obligé de tenir compte de la sensibilité à la température des coefficients thermodynamiques de l'air. Cela implique, ou des processus d'intégration en utilisant l'expression analytique (III-1.7), ou des procédures itératives de calcul, ou l'utilisation de tableaux ou abaques. On peut aussi se contenter d'une valeur moyenne donnée par l'équation (III-1.5).

Mais, si l'on remarque que :

- les élévations de température restent modérées (environ 400K pour un taux de compression de 15 et un rendement de 85%)

- les coefficients C_p et γ varient en sens contraire (ces coefficients agissant tous les deux dans le même sens sur le calcul des puissances échangées au niveau des compresseurs, leurs effets se compensent donc)

, on peut, en première approximation, choisir *une valeur constante* pour réaliser les calculs.

Les valeurs correspondant à la température standard sont respectivement :

$$C_{pa} = 1004 \text{ J/Kg-K}, \quad d'où : \quad \gamma_a = 1.400 \quad (\text{III-1.8})$$

1.2. Caractéristiques des gaz de combustion

Les considérations du paragraphe précédent valent aussi pour les gaz situés en aval de la chambre de combustion. Seules les valeurs des coefficients thermodynamiques sont changées, en fonction de la nature de l'ergol utilisé et de l'excès d'air dans la combustion.

Pour le choix d'une valeur constante, les valeurs correspondant à des gaz résultant d'une combustion classique, pris à une température d'environ 1000 K, peuvent être choisies (dans ce cas la valeur de r est voisine de celle de l'air):

$$C_{pg} = 1147 J / Kg - K, \quad d'où : \quad \gamma_g = 1.333 \quad (III-1.9)$$

2. Les compresseurs et les turbines

2.1. Notion d'étage

Un étage de compresseur ou de turbine est constitué de deux parties :

- une partie mobile dite rotor (animé d'une certaine vitesse de rotation)
- une partie fixe dite stator

Chaque partie est constituée d'un certain nombre d'aubages (ou aubes ou pales), fixés sur la paroi axisymétrique intérieure (dite moyeu) ou extérieure (dite carter) de la veine et répartis uniformément dans la direction circonférentielle. Ces aubes étant chargées de dévier l'écoulement, des forces s'exercent entre ces aubes et le fluide.

Le rôle de ces deux parties peut être considéré d'un point de vue aérodynamique ou énergétique.

Du point de vue énergétique :

- la partie mobile assure le *transfert d'énergie entre la machine et le fluide*. En effet, les pales étant mobiles, l'ensemble des forces de pression et de viscosité exercées avec le fluide travaille et est la cause d'un échange de puissance utile

- la partie fixe ne réalise qu'une *transformation interne de la forme d'énergie* du fluide.

Il n'y a en effet pas d'échange d'énergie avec la machine, car s'il existe bien des forces entre le fluide et les pales, ces dernières étant fixes, elles ne travaillent donc pas.

Du point de vue aérodynamique :

- dans le cas d'un compresseur, la partie fixe est située en aval de la roue mobile. Elle est alors appelée *redresseur*. Son rôle est de redresser l'écoulement animé d'un mouvement de giration après son passage dans le rotor, et ce afin d'alimenter correctement l'étage situé en aval

- dans le cas d'une turbine, la partie fixe est située en amont de la roue mobile. Elle est alors appelée *distributeur*. Son rôle est de donner à l'écoulement un mouvement de giration afin de faciliter la récupération d'énergie par le rotor situé en aval.

Dans un moteur, les taux de pression imposés dans les phases de compression et de détente sont tels qu'ils nécessitent la présence de plusieurs étages. On assiste donc, dans les deux cas, à *une succession de parties fixes et de parties mobiles*.

2.2. Type de transformations usuelles

Dans la majorité des cas de machines à flux continu que sont les turbomachines rencontrées dans les propulseurs (compresseurs et turbines), les faibles surfaces d'échange avec l'extérieur, associées au court temps de transit du fluide au contact de la paroi (lié au débit) font que les échanges de chaleur sont négligeables par rapport aux échanges de travail.

Il existe évidemment des exceptions, tels les compresseurs centrifuges rencontrés dans les turbomoteurs ou les petits turboréacteurs, où les débits sont modérés et les surfaces d'enveloppe proportionnellement importantes.

De toute façon, ces transformations se rapprochent naturellement toujours plus d'une adiabatique que d'une isotherme.

Nous considérerons à partir de maintenant que :

les compressions et détentes sont ADIABATIQUES

Dans ce cas, la puissance utile échangée égale la variation de l'enthalpie d'arrêt, qui représente l'énergie du fluide modifiable :

$$\frac{dw_u}{dt} = \frac{dh_0}{dt} \quad (\text{III-2.1})$$

D'où, l'expression du travail utile échangé entre deux états e et s , dans une compression ou détente isentropique de rapport de pression π :

$$\Delta w_u = \Delta h_0 = C_p (T_{0s} - T_{0e}) = C_p T_{0e} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (\text{III-2.2})$$

2.3. Puissance utile échangée

Rappelons l'expression, développée dans le chapitre précédent, de la puissance utile spécifique dans le cas d'une transformation adiabatique :

$$\frac{dw_u}{dt} = \frac{dh_0}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + \frac{d(V^2/2)}{dt} + T \frac{ds}{dt} = \frac{1}{\rho_0} \frac{dp_0}{dt} + T_0 \frac{ds_0}{dt} \quad (\text{III-2.3})$$

, où ds ($\equiv ds_0$) représente l'augmentation d'entropie résultant des phénomènes dissipatifs liés à la viscosité du fluide.

2.3.1. Cas d'une roue mobile

Dans le cas d'un rotor, on constate que la puissance utile échangée a pour conséquences de :

- modifier la pression d'arrêt du fluide p_0
- produire de la chaleur par dissipation interne

et, plus précisément, de :

- modifier l'énergie cinétique du fluide
- modifier sa pression statique

Pour un compresseur, la puissance utile fournie au fluide ($\Delta w_u > 0$) conduit à une augmentation de sa pression d'arrêt qui se décompose presque toujours en une élévation de sa pression statique et une augmentation de son énergie cinétique.

Pour une turbine, la récupération de puissance utile sur l'arbre ($\Delta w_u > 0$) se traduit par une diminution de la pression d'arrêt du fluide qui se décompose presque toujours en un abaissement de sa pression statique et une diminution de son énergie cinétique (le seul contre-exemple concerne les turbines dites à action, où seule une diminution d'énergie cinétique contribue à la puissance récupérée).

Notons que le terme d'entropie étant toujours positif, il se traduit toujours par une dégradation du transfert d'énergie : pour une variation de pression d'arrêt donnée, plus de travail à fournir dans le cas d'un compresseur et moins d'énergie récupérée dans le cas d'une turbine.

2.3.2. Cas d'une roue fixe

Dans le cas d'un stator, la puissance utile échangée étant nulle, la pression d'arrêt du fluide p_0 se conserve aux pertes près (elle diminue légèrement du fait de la création d'entropie résultant des frottements visqueux). Rappelons en effet (voir chapitre précédent) que *dans le cas d'une transformation adiabatique, la pression d'arrêt représente l'énergie mécanique du fluide.*

Au passage d'un redresseur de compresseur, la diminution d'énergie cinétique (résultant de la suppression de la giration de l'écoulement) se traduit donc par une augmentation de la pression statique.

A contrario, au passage d'un distributeur de turbine, l'augmentation d'énergie cinétique (résultant de la mise en giration de l'écoulement) engendre une diminution de la pression statique.

Là encore, le terme d'entropie étant toujours positif, il se traduit toujours par une dégradation du transfert d'énergie : pour une variation d'énergie cinétique donnée, moins de pression statique récupérée dans un stator de compresseur et plus de détente nécessaire dans un stator de turbine.

2.4. Quantifications de la dissipation visqueuse

Pour une transformation adiabatique irréversible, qui n'est pas une transformation typique (car la chaleur q n'est pas une variable d'état), pour un état initial donné par deux variables thermodynamiques (x_1, y_1), la connaissance d'une seule variable y_2 (par exemple p_{02}) de l'état final ne suffit pas à le définir complètement (T_{02} n'est pas connue).

Cet état final dépend du degré d'irréversibilité de la transformation, et n'est parfaitement connu que si l'on a quantifié les phénomènes dissipatifs. Il existe plusieurs manières de quantifier les phénomènes dissipatifs dans les compressions et les détentes :

- connaissance des tenseurs des contraintes et des déformations : mais la connaissance de tous les termes du tenseur des contraintes est illusoire

- perte de pression d'arrêt (absolue ou relative, selon que l'on s'intéresse à une roue fixe ou à une roue mobile) : c'est la perte de charge. Elle est à considérer, car c'est la donnée à laquelle on accède par une analyse aérodynamique. Les divers rendements en sont alors déduits

- augmentation d'entropie : elle apparaît explicitement dans les équations et sur le diagramme enthalpique. Cette variable est souvent utilisée par les chercheurs qui s'intéressent aux mécanismes régissant l'écoulement en turbomachines

- rendements isentropiques : ce sont les plus utilisés par les constructeurs et les utilisateurs

- rendements et exposants polytropiques... : ils intéressent le concepteur

Nous donnerons les définitions des différents rendements, ainsi que leurs interprétations, dans les paragraphes qui suivent.

2.5. Représentations graphiques et schémas synoptiques

Avant de définir les rendements nous présentons, sous forme graphique et synoptique, les différents échanges d'énergie (totale, statique et cinétique) réalisés dans les parties fixes et mobiles d'un compresseur et d'une turbine.

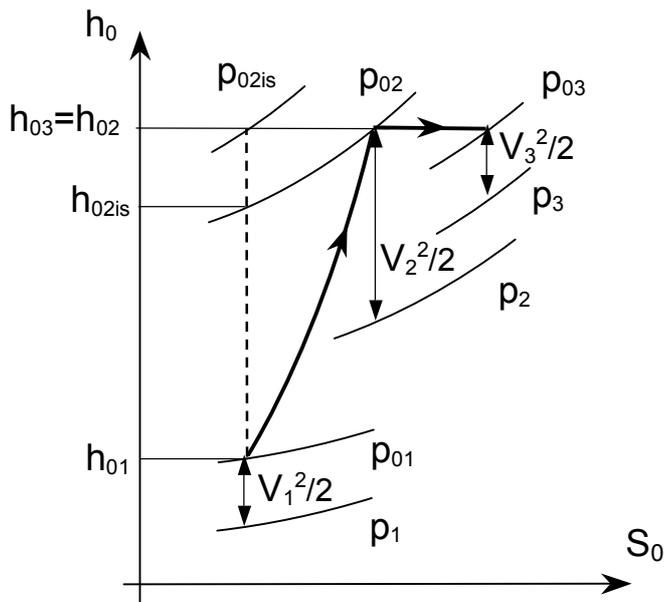
2.5.1. Etage de compresseur

Exceptionnellement les indices (1, 2 et 3) utilisés dans ce paragraphe ne correspondent pas à la nomenclature standard appliquée aux propulseurs et utilisée dans le reste de ce cours.

Dans ce cas, la partie mobile se situe en amont entre les sections 1 et 2, et la partie fixe est située en aval (entre les sections 2 et 3).

- Une représentation des évolutions du fluide est donnée sur le diagramme enthalpique ci-dessous.

Dans la roue mobile, l'augmentation de pression d'arrêt ($p_{02} - p_{01}$) désirée nécessite un apport d'énergie ($h_{02} - h_{01}$) (voir équation (III-2.3)).

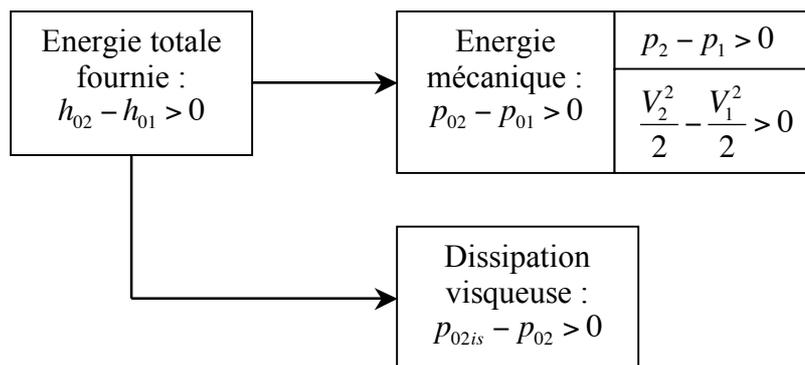


Si la transformation avait été isentropique (sans dissipation visqueuse) la différence de pression ($p_{02is} - p_{01}$), obtenue avec le même apport d'énergie, aurait été supérieure. Ou, en présentant les choses différemment, l'augmentation de pression ($p_{02} - p_{01}$) désirée aurait nécessité un apport d'énergie ($h_{02is} - h_{01}$) inférieur.

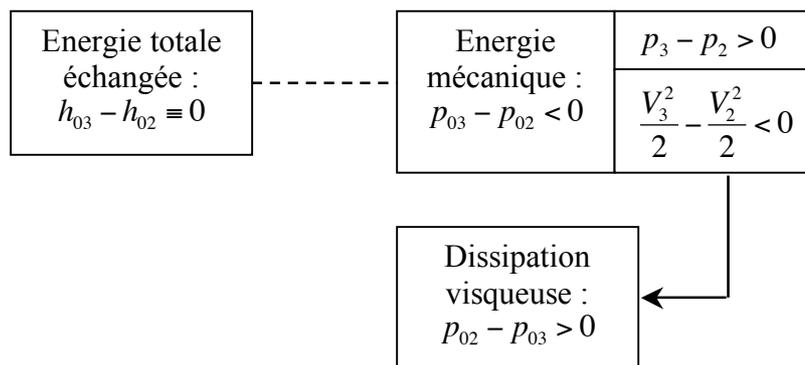
Dans la roue fixe, si la transformation avait été isentropique, il n'y aurait pas eu de variation de pression d'arrêt donc $p_{03is} = p_{02}$

- Une illustration de ces différents échanges d'énergie est également donnée sur les schémas synoptiques ci-dessous.

Roue mobile :



Roue fixe :
(redresseur)

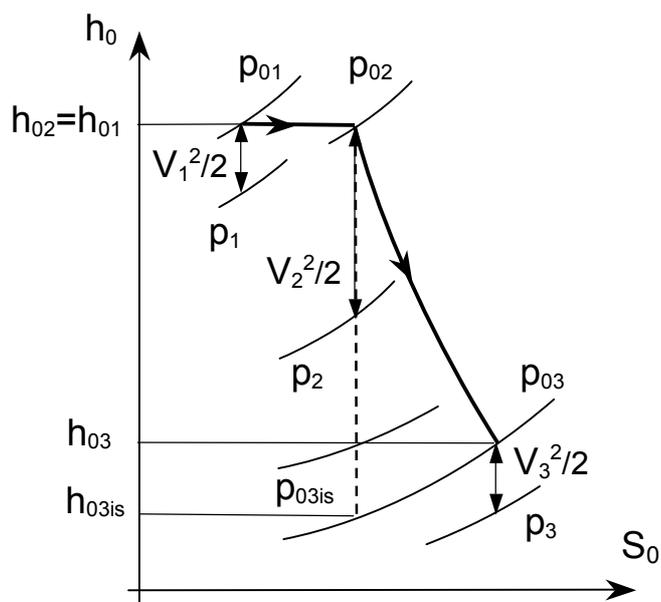


2.5.2. Etage de turbine

Dans ce cas, c'est la partie fixe qui est située en amont (entre les sections 1 et 2) et la partie mobile en aval (entre les sections 2 et 3).

- Une représentation des évolutions du fluide est donnée sur le diagramme enthalpique ci-après.

Dans la roue mobile, la détente du fluide (diminution de pression d'arrêt de p_{02} à p_{03}) permet de récupérer une quantité d'énergie ($h_{02} - h_{03}$).

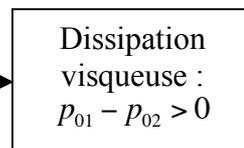
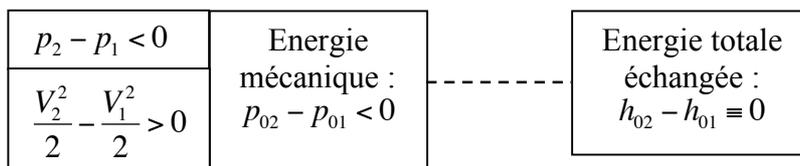


Si la transformation avait été isentropique, l'équation (III-2.3) montre que, pour une même détente ($p_{02} - p_{03}$) du fluide, l'énergie récupérée ($h_{02} - h_{03is}$) aurait été plus importante.

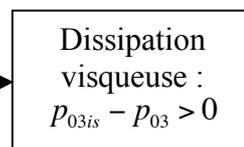
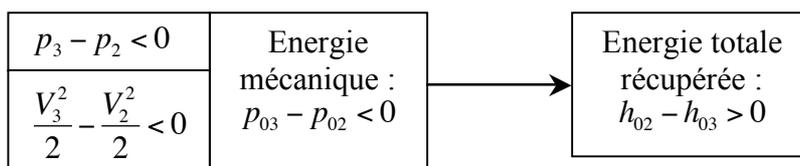
Ou, en présentant les choses différemment, une différence de pression ($p_{02} - p_{03is}$) aurait été suffisante pour récupérer le même niveau d'énergie.

- Une illustration de ces différents échanges d'énergie est également donnée sur les schémas synoptiques ci-dessous.

Roue fixe :
(distributeur)



Roue mobile :



2.6. Rendements isentropiques total-à-total

Ces rendements utilisent une *comparaison* entre la transformation réelle (adiabatique irréversible) et la transformation isentropique équivalente (c'est-à-dire ayant les mêmes pressions initiale et finale, en partant de la même température initiale).

2.6.1. Définition des rendements isentropiques

Ce sont de rendements *globaux* car ils ne prennent en compte que les états initial et final de la transformation.

Ce sont des rendements *énergétiques*, car ils portent sur les variations d'enthalpie totale h_0 (on les appelle, pour cette raison, rendements total-à-total). On ne peut donc les utiliser que s'il y a échange d'énergie. Dans les compresseurs et les turbines, il s'appliqueront, où à la seule partie mobile (rotor), où à l'ensemble partie fixe - partie mobile (étage).

En utilisant les notations utilisées sur les diagrammes enthalpiques précédents, les rendements isentropiques total-à-total sont définis ci-dessous pour une roue mobile de compresseur et une roue mobile de turbine :

$$\boxed{\eta_c = \frac{h_{02is} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}}} \qquad \boxed{\eta_r = \frac{h_{03} - h_{02}}{h_{03is} - h_{02}}} \qquad \text{(III-2.4)}$$

pour un rotor de compresseur

pour un rotor de turbine

Le rendement de la compression représente donc le rapport entre le travail utile qu'il aurait fallu fournir pour élever le gaz de la pression p_{01} à la pression p_{02} si la transformation avait été isentropique, et le travail réellement nécessaire.

De même, le rendement de détente représente donc le rapport entre l'énergie mécanique effectivement récupérée lors de la détente du gaz de p_{02} à p_{03} , et celle que l'on aurait pu récupérer si la transformation avait été isentropique.

2.6.2. Utilisation des rendements isentropiques

Dans le cas où C_p peut être considéré comme constant, on peut également définir ces rendements avec les températures d'arrêt.

Dans le cas d'une roue mobile de compresseur, il vient :

$$\eta_c = \frac{T_{02is} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{01}(T_{02is}/T_{01} - 1)}{T_{02} - T_{01}} = \frac{T_{01} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{02} - T_{01}} \qquad \text{(III-2.5)}$$

Et, dans le cas d'une roue mobile de turbine :

$$\eta_r = \frac{T_{03} - T_{02}}{T_{03is} - T_{02}} = \frac{T_{03} - T_{02}}{T_{02} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{02}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \qquad \text{(III-2.6)}$$

2.7. Transformations et rendements polytropiques

Nous allons dans ce paragraphe :

- définir le rendement polytropique
- rappeler la définition d'un processus polytropique et de son exposant
- établir la relation entre rendement et exposant polytropique
- établir la relation entre rendements isentropique et polytropique.

2.7.1. Définition du rendement polytropique

- Soit une compression adiabatique réelle (irréversible) portant le gaz de la pression d'arrêt p_{01} à la pression p_{02} . Considérons un élément infinitésimal de cette transformation compris entre

les pressions p_0 et $p_0 + dp_0$: l'enthalpie est passée au cours de cette transformation élémentaire de h_0 à $h_0 + dh_0$. Si cette fraction infinitésimale de compression avait été réalisée isentropiquement, l'enthalpie serait alors passée de h_0 à $h_0 + dh_{0is}$.

Le rendement isentropique de cette transformation élémentaire est donc (en utilisant l'équation (III-2.4)) :

$$\eta_{PC} = \frac{dh_{0is}}{dh_0} = \frac{dp_0/\rho_0}{dh_0} \quad (\text{III-2.7})$$

Ce rendement est appelé *rendement polytropique* de la transformation.

C'est une définition *locale*.

- Dans le cas d'une turbine, on peut définir de manière analogue le rendement polytropique de la détente :

$$\eta_{PT} = \frac{dh_0}{dh_{0is}} = \frac{dh_0}{dp_0/\rho_0} \quad (\text{III-2.8})$$

Comme pour les rendements isentropiques, il peuvent être qualifiés d'énergétique, total-à-total. Mais, contrairement à ces derniers, ils ne sont pas globaux mais *locaux*.

2.7.2. Assimilation à des processus polytropiques

L'idée consiste à essayer d'assimiler les compressions (ou les détentes) réelles (adiabatiques irréversibles) à des processus polytropiques, afin d'établir une relation directe entre les variables de début et de fin de transformation.

2.7.2.1. Rappel de la définition d'un processus polytropique

Une transformation polytropique est une transformation au cours de laquelle le rapport entre la chaleur totale échangée, et la variation d'enthalpie est égale à une constante β .

On entend par chaleur totale, la somme de la chaleur échangée avec le milieu extérieur dq et de celle provenant des irréversibilités mécaniques dw_d . D'où :

$$\frac{dq + dw_d}{dh_0} = \beta = \text{constante} \quad (\text{III-2.9})$$

2.7.2.2. Application à une transformation adiabatique

Cette définition, appliquée à une transformation adiabatique, conduit à :

$$\beta = \frac{dw_d}{dh_0} = \text{constante} \quad (\text{III-2.10})$$

Ce coefficient représente le pourcentage de l'énergie totale dissipée par frottement visqueux. Nous l'appellerons *coefficient de pertes*.

Pour que le processus polytropique soit tout à fait confondu avec la transformation adiabatique, il faut donc que les pertes soient réparties uniformément tout le long de cette transformation.

Dans le cas contraire (le plus probable dans la réalité), le processus polytropique se contentera de l'approcher (en conservant les mêmes états initial et final).

2.7.2.3. Relation entre β et η_P

Le rendement polytropique η_p et le coefficient de pertes β représentent tous les deux les mêmes pertes locales : il existe donc entre eux une relation d'équivalence. Comme, dans le cas d'une compression adiabatique, la seule cause d'augmentation d'entropie est la dissipation visqueuse, en utilisant l'équation (III-2.3) il vient :

$$\beta = \frac{dw_d}{dh_0} = \frac{dh_0 - (dp/\rho + d(V^2/2))}{dh_0} = 1 - \frac{(dp/\rho + d(V^2/2))}{dh_0} = 1 - \frac{dh_{0is}}{dh_0} \quad (\text{III-2.11})$$

d'où: $\eta_{pc} = 1 - \beta$

De même, pour une détente :

$$\eta_{PT} = \frac{1}{1 - \beta} \quad (\text{III-2.12})$$

Remarque :

- pour une compression : $dh_0 > 0$ et $dw_d \geq 0$, donc $\beta \geq 0$ (et ≤ 1)
, donc $0 \leq \eta_{pc} \leq 1$
- pour une détente : $dh_0 < 0$ et $dw_d \geq 0$, donc $\beta \leq 0$ (et ≥ -1)
, donc $0 \leq \eta_{PT} \leq 1$ aussi.

2.7.3. Loi d'évolution d'un processus polytropique

Si, en partant de l'équation (III-2.9), on explicite les termes de chaleur (dissipative et échangée) sous la forme d'une variation d'entropie, il vient :

$$\beta dh_0 = T ds = T_0 ds_0 - \frac{V^2}{2C_p} ds_0 \quad (\text{III-2.13})$$

Si on utilise les expressions suivantes de l'enthalpie et de l'entropie :

$$dh_0 = C_p dT_0 \quad \text{et} \quad ds_0 = C_p \frac{dT_0}{T_0} - r \frac{dp_0}{p_0} \quad (\text{III-2.14})$$

il vient :

$$(\beta - 1)C_p \frac{dT_0}{T_0} + r \frac{dp_0}{p_0} = -\frac{V^2}{2C_p T_0} ds_0 \quad (\text{III-2.15})$$

Si on applique l'expression différentielle de l'équation d'état des gaz parfaits :

$$\frac{dT_0}{T_0} = \frac{dp_0}{p_0} - \frac{d\rho_0}{\rho_0} \quad (\text{III-2.16})$$

il vient :

$$\left[r + (\beta - 1)C_p \right] \frac{dp_0}{p_0} - (\beta - 1)C_p \frac{d\rho_0}{\rho_0} = -\frac{V^2}{2C_p T_0} ds_0 \quad (\text{III-2.17})$$

Soit, après réarrangements :

$$\frac{dp_0}{p_0} - \frac{\gamma(\beta - 1)}{\gamma\beta - 1} \frac{d\rho_0}{\rho_0} = \frac{\gamma}{C_p(1 - \gamma\beta)} \frac{V^2}{2C_p T_0} ds_0 \quad (\text{III-2.18})$$

Examinons le second membre de cette équation qui s'écrit aussi, dans le cas (qui nous intéresse) d'une transformation adiabatique irréversible :

$$\frac{\gamma}{C_p(1-\gamma\beta)T_0} \frac{\gamma-1}{2} M^2 dw_d \quad (\text{III-2.19})$$

Ce terme n'est nul en toute rigueur qu'à vitesse nulle, ou pour une transformation sans pertes. Nous pouvons cependant constater qu'il est très faible, du fait également de la présence au dénominateur du terme en $C_p T_0$. Une estimation nous montrerait que sa présence revient simplement à légèrement modifier la valeur de l'exposant polytropique défini ci-dessous. Nous allons donc faire l'hypothèse qu'il est négligeable, ce qui conduit à l'équation :

$$p_0/\rho_0^n = cte \quad (\text{III-2.20})$$

où n est l'exposant polytropique (constant) :

$$n = \frac{\gamma(\beta-1)}{\gamma\beta-1} \quad (\text{III-2.21})$$

Remarque :

- dans le cas d'une compression, les phénomènes dissipatifs vont créer de la chaleur et vont donc tendre à éloigner encore plus la transformation adiabatique de l'isotherme (on a un sur échauffement par rapport à l'adiabatique réversible).

Donc :

$$n_c \geq \gamma$$

- dans le cas d'une détente, les phénomènes dissipatifs vont, au contraire, tendre à diminuer le refroidissement naturel de l'adiabatique réversible : ils vont donc rapprocher la transformation réelle d'une transformation isotherme.

Donc :

$$1 \leq n_r \leq \gamma$$

2.7.4. Relations entre rendements et exposants polytropiques

L'équation (III-2.21) conduit à :

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{1-\beta} \quad (\text{III-2.22})$$

Soit, avec les équations (III-2.11) et (III-2.12) :

$$\boxed{\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{PC}}} \quad \boxed{\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PT}} \quad (\text{III-2.23})$$

pour un compresseur

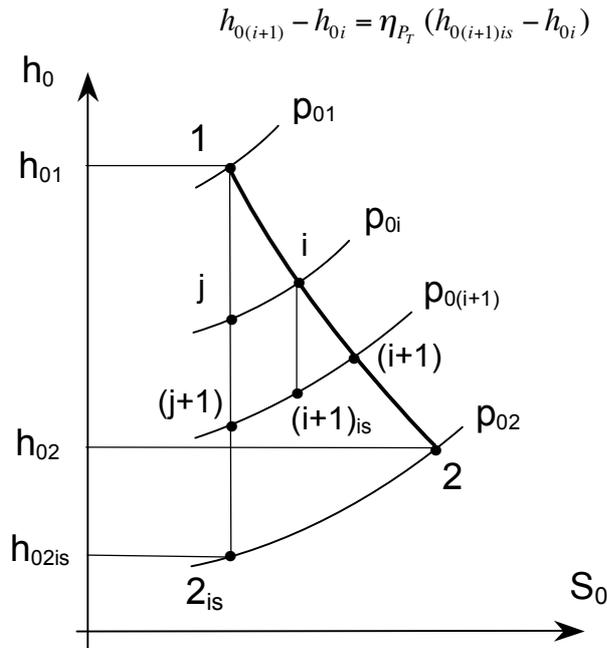
pour une turbine

2.7.5. Relation entre rendements isentropiques et polytropiques

2.7.5.1. Facteur de récupération et facteur de pertes

- Considérons une détente adiabatique irréversible de p_{01} à p_{02} , et soit un élément infinitésimal de cette transformation compris entre les pressions p_{0i} et $p_{0(i+1)} = p_{0i} - dp_0$.

La définition du rendement polytropique appliqué à la détente élémentaire de p_{0i} à $p_{0(i+1)}$ permet d'écrire :



En sommant de 1 à 2, en supposant le rendement polytropique constant :

$$h_{02} - h_{01} = \eta_{P_T} \sum_1^2 (h_{0(i+1)is} - h_{0i})$$

D'autre part, le rendement isentropique global permet d'écrire :

$$h_{02} - h_{01} = \eta_T (h_{02is} - h_{01}) = \eta_T \sum_1^{2is} (h_{0(j+1)} - h_{0j})$$

D'où, par comparaison :

$$\eta_T = \eta_{P_T} \frac{\sum_1^2 (h_{0(i+1)is} - h_{0i})}{\sum_1^{2is} (h_{0(j+1)} - h_{0j})}$$

D'après la forme des isobares (écart vertical entre deux isobares allant croissant avec la température), on a toujours :

$$h_{0(i+1)is} - h_{0i} > h_{0(j+1)} - h_{0j} \quad , \forall (i, j)$$

donc :

$$\eta_T > \eta_{P_T}$$

On pose alors :

$$\eta_T = \eta_{P_T} \underbrace{(1 + f_\infty)}_{\text{facteur de récupération}} \quad , \text{ avec } f_\infty > 0 \quad \text{(III-2.24)}$$

Il est possible de quantifier ce facteur de récupération, en exprimant le travail utile échangé au cours de la détente de deux manières différentes :

$$\begin{aligned} \Delta w_u &= C_p (T_{02} - T_{01}) = C_p T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) = C_p T_{01} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1 \right) \\ &= C_p \eta_T (T_{02is} - T_{01}) = C_p \eta_T T_{01} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \end{aligned}$$

soit, avec :

$$\frac{n_T - 1}{n_T} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \eta_{P_T}$$

il vient :

$$\eta_T = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_{PT} - 1}{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (\text{III-2.25})$$

- Dans le cas d'une compression, on montre, d'une manière analogue, que :

$$\eta_c < \eta_{Pc}$$

et, on pose alors :

$$\eta_c = \frac{\eta_{Pc}}{\underbrace{(1 + f_\infty)}_{\text{facteur de pertes}}} \quad (\text{III-2.26})$$

2.7.5.2. Interprétation physique

Les phénomènes dissipatifs, étant créateurs de chaleur, ont tendance à éloigner l'adiabatique de l'isotherme dans le cas d'une compression et à la rapprocher dans le cas d'une détente. Outre leur effet néfaste, qui est la dégradation d'énergie mécanique, ils génèrent donc un "effet thermodynamique" encore négatif dans le cas d'une compression, mais favorable dans le cas d'une détente.

Le rendement polytropique, du fait de son caractère local, ne caractérise que l'effet purement dissipatif : c'est un rendement aérodynamique.

Le rendement isentropique, du fait de son caractère global, englobe à la fois l'effet dissipatif et l'effet thermodynamique qui en résulte.

Donc :

- le facteur de pertes caractérise, dans le cas d'une compression, le surcroît de travail à fournir du fait du surcroît d'échauffement du fluide dû aux frottements

- le facteur de récupération caractérise, lors d'une détente, le gain de travail utile récupéré du fait de la minimisation du refroidissement du fluide due à ces mêmes frottements.

2.7.5.3. Application à des étages montés en série

De la même façon, si plusieurs étages de compresseurs ou turbines, tous identiques, sont montés en série, le rendement isentropique de l'ensemble est :

- inférieur au rendement de chaque étage dans le cas d'une compression

- supérieur au rendement de chaque étage dans le cas d'une détente.

2.8. Autres rendements

Les rendements isentropiques et polytropiques, tels qu'ils sont définis précédemment, ne s'appliquent qu'à des éléments qui échangent du travail avec le fluide, à savoir les parties tournantes.

En ce qui concerne les parties fixes (redresseurs et distributeurs), il existe plusieurs possibilités pour caractériser les dissipations visqueuses dans ces éléments : notion de rendement d'étage, pertes de charge, rendements statique-à-statique, total-à-statique et statique-à-total...

2.8.1. Rendements étage

Une des solutions les plus employées est de ne pas définir explicitement de rendement de partie fixe, mais de compléter le rendement de la roue mobile avec un rendement d'étage, défini ainsi :

$$\eta_{c\text{étage}} = \frac{T_{01} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{03} - T_{01}} = \frac{1}{\eta_{T\text{étage}}} \quad (\text{III-2.27})$$

2.8.2. Pertes de charge

La perte de charge (perte de pression d'arrêt absolue dans notre cas) peut être directement utilisée, car c'est la donnée à laquelle on accède par une analyse aérodynamique.

2.8.3. Rendements statique-à-statique

Les rendements statique-à-statique permettent de caractériser le transfert d'énergie cinétique en pression ou inversement.

2.8.3.1. Redresseur d'un étage de compresseur

On définit ce rendement comme :

$$\eta_{s-sc} = \frac{h_{3is} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (\text{III-2.28})$$

où toutes les variables sont des variables statiques, et h_{3is} est l'enthalpie que l'on aurait atteinte isentropiquement pour la même pression finale p_3 .

Comme il n'y a ni chaleur, ni travail utile échangé au passage de ce redresseur, l'enthalpie d'arrêt se conserve. L'équation (III-2.3), peut alors s'écrire:

$$0 = \int_2^3 \frac{1}{\rho} dp + \frac{V_3^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} + \Delta w_{d23} \quad (\text{III-2.29})$$

D'où :

$$h_3 - h_2 = \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_3^2}{2} = \int_2^3 \frac{1}{\rho} dp + \Delta w_{d23} > 0 \quad (\text{III-2.30})$$

Ce rendement exprime donc le rapport entre l'énergie cinétique strictement nécessaire (donc dans le cas isentropique) pour faire passer la pression statique de p_2 à p_3 et l'énergie cinétique effectivement nécessaire (une partie Δw_{d23} étant effectivement dissipée en pertes).

2.8.3.2. Distributeur d'un étage de turbine

On définit de même :

$$\eta_{s-st} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}} \quad (\text{III-2.31})$$

C'est le rapport entre l'énergie cinétique effectivement récupérée en détendant la pression statique de p_1 à p_2 , et l'énergie cinétique que l'on aurait dû récupérer si la transformation s'était effectuée sans pertes.

2.8.4. Rendements statique-à-total et total-à-statique

D'autres rendements du type *statique-à-total* ou *total-à-statique* peuvent être définis pour caractériser, par exemple, la diffusion d'un aubage de roue mobile de compresseur, l'entrée d'air d'un moteur d'avion, les performances d'un dernier étage de turbine ou d'une tuyère propulsive... Leur définition est adaptée au phénomène que l'on désire qualifier. Nous en verrons quelques exemples dans les paragraphes qui suivent.

2.9. Quelques éléments sur le fonctionnement aérodynamique des compresseurs et turbines

2.9.1. Courbes caractéristiques des compresseurs et turbines

2.9.1.1. Point de fonctionnement nominal et plage de fonctionnement

Un compresseur, ou une turbine, est conçu pour un point de fonctionnement donné, pour lequel il présente le meilleur rendement. Ce point est appelé *point de fonctionnement nominal*. Il est caractérisé (pour des conditions standard de pression et de température) par un débit et un taux de pression (ou de détente) et ce, pour une vitesse de rotation donnée.

Il est cependant intéressant de connaître le comportement de la machine pour d'autres conditions de fonctionnement, à savoir :

- autre vitesse de rotation et/ou autre débit pour un compresseur
- autre taux de détente et/ou autre débit pour une turbine.

C'est la notion de *point de fonctionnement hors adaptation*.

Il est notamment intéressant de connaître la fourchette, dite *plage de fonctionnement*, où la machine conserve un fonctionnement acceptable (rendement suffisant et régime stable).

Ces performances sont représentées sur un réseau de courbes dites *courbes caractéristiques*.

2.9.1.2. Représentation des courbes caractéristiques

Les performances des compresseurs et turbines dépendent notamment des conditions amont (conditions d'aspiration pour les compresseurs ou conditions génératrices pour les turbines).

Ces conditions peuvent évoluer drastiquement dans un moteur d'avion. Ainsi pour les premiers étages de compresseur, les conditions varient sensiblement en fonction de l'altitude de vol. Pour la turbine HP, elles dépendent de la quantité de carburant injecté. Enfin, en général elles varient en fonction de la position de l'étage dans le moteur. Un même organe pourra donc avoir des performances différentes en fonction de ces conditions.

Afin de soustraire la représentation des performances à ces conditions de pression et de température d'entrée (p_{0e} et T_{0e}), les débit et vitesse de rotation sont ramenés à des conditions standard de pression et de température (respectivement 101325 Pa et 288 K) :

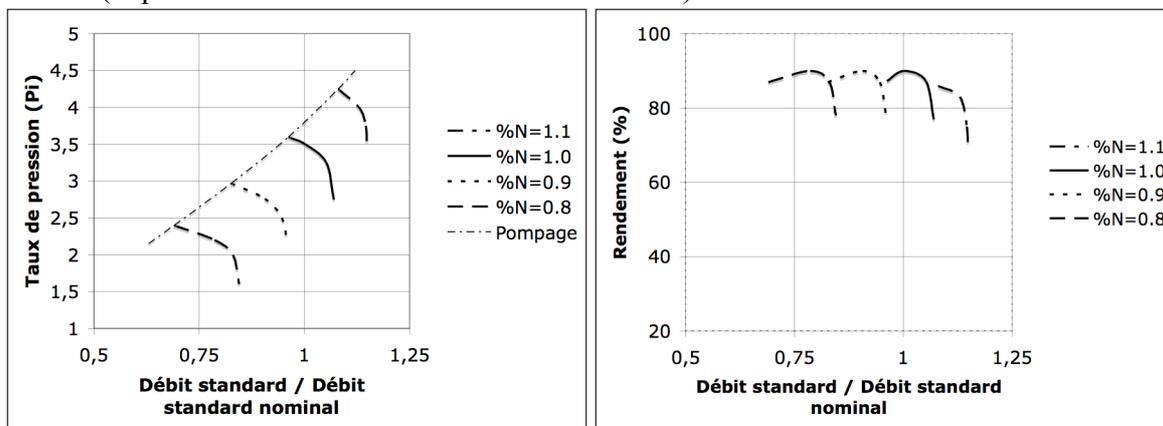
$$\dot{m}_{st} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{0e}}{288.15}} \frac{101325}{P_{0e}} \quad (\text{III-2.32})$$

$$N_{st} = N \sqrt{\frac{288.15}{T_{0e}}} \quad (\text{III-2.33})$$

(Remarque : d'autres formes permettent aussi de se soustraire à l'influence de la nature du gaz ou, dans une certaine mesure, à la taille de la machine).

2.9.1.3. Courbes caractéristiques des compresseurs

Un exemple de courbes caractéristiques de compresseurs axiaux haute vitesse est présenté sur les figures ci-dessous. Le taux de pression et le rendement sont représentés en fonction du débit standard (exprimé par rapport à la valeur nominale), pour différentes vitesses de rotation standard (exprimées en fraction de la vitesse nominale).



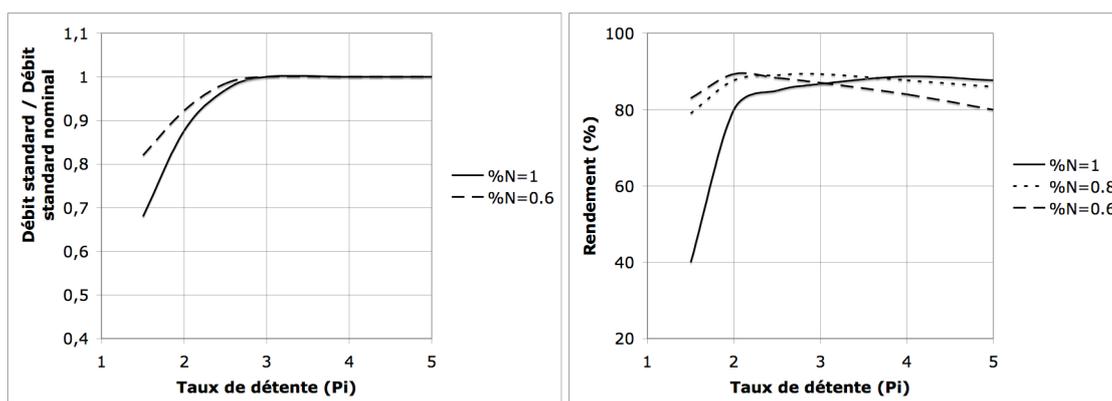
On observe que :

- les plages de fonctionnement sont très réduites, les courbes iso vitesses étant limitées par un phénomène de blocage sonique aux grands débits, et par une zone de forte instabilité, nommée pompage, vers les débits plus faibles
- les courbes de rendement sont très sélectives, ce qui implique une rapide dégradation des performances, dès que l'on s'éloigne un peu du fonctionnement nominal.

2.9.1.4. Courbes caractéristiques des turbines

La représentation est similaire à celle des compresseurs, avec juste une inversion : c'est le taux de détente (qui est une donnée) qui est porté en abscisses.

Un exemple de courbes caractéristiques de turbines axiales haute vitesse est présenté sur les figures ci-dessous.



On observe que :

- la position de l'asymptote de blocage sonique est indépendante de la vitesse de rotation. De façon plus générale, les caractéristiques en dépendent peu
- contrairement aux compresseurs, les plages de rendement sont très étalées.

2.9.2. Quelques spécificités des compresseurs et turbines utilisés

2.9.2.1. Géométries rencontrées

Il y a deux grandes catégories de compresseurs et de turbines :

- les machines axiales : la vitesse débitante de l'écoulement reste, en entrée et en sortie, à peu près parallèle à l'axe de la machine. Ce sont des composants pouvant véhiculer de gros débits, mais avec des rapports de pression modérés

- les machines radiales (compresseurs centrifuges et turbines centripètes) : l'écoulement rentre axialement dans le compresseur pour sortir radial (ou rentre radialement dans la turbine pour sortir axial). Ce sont des composants à forts taux de compression (ou de détente) mais acceptant des débits modérés.

- Les turbines utilisées dans les propulseurs sont des *turbines de type axial*.

- Les compresseurs sont également de type axial dans les turboréacteurs de forte poussée (avions militaires ou civils gros porteurs) à cause des débits nécessaires. Ils peuvent par contre être centrifuge dans les turboréacteurs de faible à moyenne poussée ou dans les turbopropulseurs et turbomoteurs, pour profiter du plus petit nombre d'étages nécessaires.

- Quant aux soufflantes qui constituent le premier étage de compression dans les moteurs double flux à fort taux de dilution, elles nécessitent des méthodes de conception différentes (contrairement à celles des moteurs militaires à très faible taux de dilution, qui s'apparentent à des étages classiques de compresseur BP). Cette roue mobile, en général unique, de grande taille possède une géométrie fortement tridimensionnelle, et les vitesses nécessaires pour réaliser les taux de compression usuels (de l'ordre de 1.5 à 1.6) conduisent à un écoulement supersonique sur près de la moitié de la hauteur de l'aube. En dehors de ces difficultés d'ordre aérodynamique, il y a également les problèmes acoustiques (bruit généré à fréquence discrète) et mécanique (déformations et vibrations). Des solutions à deux rotors contrarotatifs sont à l'étude.

2.9.2.2. Puissance échangée. Forme des aubages et de la veine

- Contrairement à un compresseur, l'écoulement s'effectue naturellement dans une turbine, car la pression en amont est supérieure à la pression en aval. Ce gradient de pression favorable permet des *échanges d'énergie beaucoup plus importants en turbine qu'en compresseur*. Cela explique que, dans un propulseur, on observe que le nombre d'étages de turbines assurant la rotation des compresseurs est bien inférieur au nombre d'étages de compresseurs à entraîner.

- On peut montrer qu'un fort niveau d'énergie échangée est associé à une forte déflexion de l'écoulement. Si on admet que l'écoulement rentre (et sort) approximativement tangentiellement à l'aubage, au bord d'attaque (et au bord de fuite), les aubages de turbine peuvent donc être plus *fortement courbés* (grande cambrure) que les aubages d'un compresseur, ce qui les différencie.

- Les forts taux de pression et de détente rencontrés dans un propulseur entraînent de fortes variations de la masse volumique du gaz. Pour des raisons de conception aérodynamique, on souhaite en général conserver des niveaux de vitesse débitante (projection axiale de la vitesse dans le cas de compresseurs et turbines axiaux) à peu près constants.

Cela implique de faire converger les parois de la veine au passage des compresseurs et de les faire diverger au passage des turbines (cette divergence est d'ailleurs plus marquée que la convergence, la détente s'effectuant plus rapidement que la compression).

2.9.2.3. Zone d'instabilité : le pompage

Il importe d'être extrêmement vigilant sur le phénomène de pompage. Cette instabilité, qui prend naissance dans les compresseurs lorsque le débit devient trop faible, concerne l'ensemble du moteur. Elle se caractérise par une fluctuation du débit à basse fréquence et très

forte amplitude (le débit allant jusqu'à s'inverser dans le moteur), produisant de très fortes sollicitations mécaniques. Elle peut conduire, si on la laisse se poursuivre, à une extinction de la chambre de combustion, voire à une destruction du moteur.

Plusieurs solutions sont adoptées pour s'éloigner de cette zone critique si nécessaire. Citons la décharge de flux (vannes assurant un court-circuit du circuit primaire vers les zones périphériques du moteur) et l'utilisation d'une tuyère à section variable.

2.9.2.4. Tenue mécanique et thermique des aubages de turbines

La poussée du propulseur étant directement liée à la température d'entrée turbine, le problème de sa tenue mécanique (limitation des contraintes admissibles et de la durée de vie) se pose de manière aiguë. Pour des températures du métal de l'ordre de 1100K, les contraintes maximum admissibles sont divisées par 3 après 5000 heures de durée de vie.

Deux solutions sont possibles pour diminuer cette contrainte :

- rechercher des matériaux plus résistants en température : traditionnellement ce sont des alliages à base de Nickel et de Chrome, mais on atteint un palier technologique dans ce domaine. L'utilisation des céramiques est une piste explorée.

- diminuer la température des aubages (du métal) en les refroidissant.

Dans ce cas, on utilise pour cela une partie du débit d'air (pouvant atteindre près de 20% dans des configurations extrêmes de turboréacteurs dans des applications militaires), que l'on ponctionne en amont (dans les compresseurs). Cet air peut être utilisé :

- en le faisant circuler à l'intérieur des aubages creux de turbine (échange par convection interne)

- en l'injectant tangentiellement à l'aubage, par l'intermédiaire de rangées de trous (ou de fentes), afin de créer une nappe d'air « froid » entre l'écoulement extérieur chaud et la surface de l'aubage (métal).