

$$T_r = T_a \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(k-1)/k}$$

Si on part de l'hypothèse que la polytropique de référence réversible passe par les points amont et aval, il faut commencer par identifier son rendement polytropique η_{pref} en appliquant $\Delta s = (1 - \eta_p) R \ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)$ entre ces deux points.

Le travail utile pour la polytropique réversible est alors : $\tau_{\text{ref}} = \frac{1}{\eta_p} (h_r - h_a)$

Connaissant le rendement η (isentropique ou polytropique) de la transfo, on en déduit le travail réel de compression : $\tau = \frac{\eta}{\eta_{\text{pref}}} (h - h_a)$

La chaleur à fournir est alors

$$Q = h_r - h_a - \tau = \left(1 - \frac{\eta}{\eta_{\text{pref}}} \right) (h_r - h_a) \quad (4.5.3)$$

Alors qu'une compression polytropique conduit à $k > \gamma$, on obtient, dans le cas d'une détente polytropique : $k < \gamma$.

A l'inverse de ce qui se passe dans un compresseur, à rendement polytropique constant (0,9 dans la figure 4.5.2), le rendement isentropique de compression croît quand le rapport de détente augmente.

Ceci provient de ce que les irréversibilités qui prennent place à haute température (et pression) sont partiellement récupérées dans les étages de détente ultérieurs, car elles ont pour effet de réchauffer le fluide.

4.5.2 CALCUL D'UNE DÉTENTE ◀ DANS THERMOPTIM

Dans ThermoOptim, le calcul d'une détente se fait d'une manière analogue à celui d'une compression. On se reportera donc à ce qui a été présenté dans la section relative à la compression.

4.5.3 TURBINES

Variations de la pression et de la vitesse du fluide dans une turbine

Dans une turbine, l'évolution du fluide est une détente. Les équations des écoulements compressibles indiquent que, pour un régime subsonique, la section de la veine doit décroître, et la vitesse croître. Cette évolution se fait en deux temps (figure 4.5.3) : dans le stator, la vitesse absolue croît, tandis que dans la roue mobile, c'est la vitesse relative qui croît, alors que la vitesse absolue diminue.

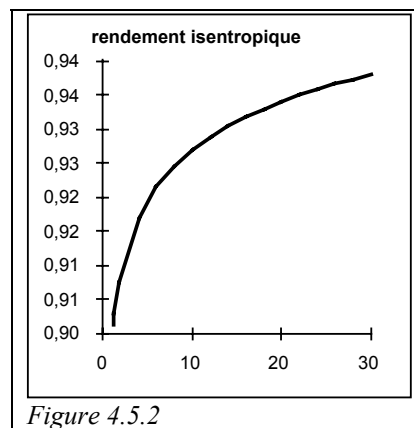
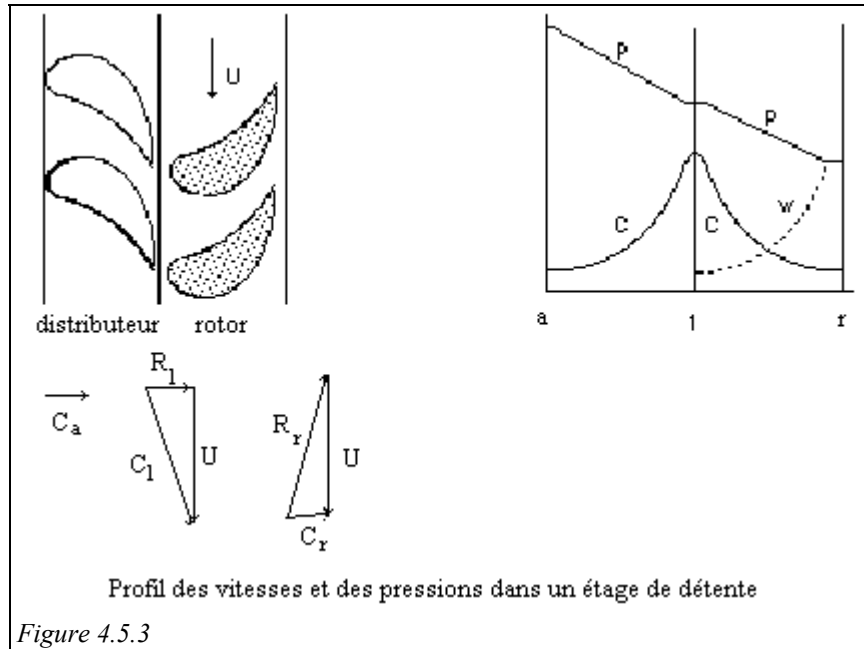


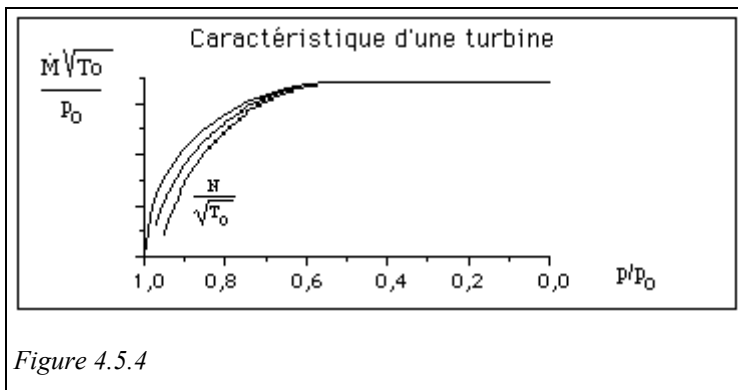
Figure 4.5.2

4.5.4 CARACTÉRISTIQUES DES TURBINES

Dans le cas d'une turbine (figure 4.5.4), c'est conventionnellement le rapport de pression qui est utilisé en abscisse. En ordonnée, on trouve le débit massique corrigé ou l'efficacité isentropique de la machine. Le paramètre des courbes est la vitesse de rotation corrigée, qui ne joue ici qu'un rôle secondaire.



On constate la grande souplesse d'adaptation des turbines aux différents régimes de fonctionnement : ce n'est que lorsqu'on veut très fortement réduire le rapport de pression ou la vitesse de rotation que les performances tendent à se dégrader. Cette souplesse tient en particulier à la stabilité d'écoulement dans les aubages liée au gradient de pression qui y règne. Mais, ce qui est surtout remarquable, c'est la stabilité du débit vers les hauts rapports de pression, qui provient du régime supersonique qui s'établit dans une partie au moins de la machine (le débit est dit choqué à l'endroit où la vitesse du son est atteinte).



La valeur limite atteinte par le débit, dès que le rapport de pression excède le rapport critique, appelé débit critique, est proportionnelle à la section au col, laquelle est bien évidemment indépendante de la vitesse de rotation, ce qui explique la faible influence de ce paramètre.

Dans une tuyère supersonique, le débit massique corrigé est proportionnel à la section du col et indépendant des conditions en amont. Lorsque la tuyère est amenée à fonctionner en dehors des conditions nominales, l'écoulement du fluide s'adapte tant bien que mal à la forme du conduit. La baisse d'efficacité qui résulte de cette adaptation est surtout importante lorsqu'on veut dépasser le rapport de pression prévu lors de la conception.

Tant que le rapport de détente reste supérieur à sa valeur critique, le débit qui passe est inférieur au débit critique. Lorsque sa valeur diminue au delà de cette valeur, le débit garde une valeur constante.

Si on veut aller au delà du rapport de détente critique, dans une tuyère convergente - divergente, le débit ne peut augmenter suffisamment, et la détente se poursuit au-delà de la section de sortie avec d'importantes oscillations en aval de la tuyère.

En effet, si l'écoulement est supersonique, et si la pression dans l'enceinte aval ne correspond pas à celle retenue pour le dimensionnement, il se produit le phénomène suivant : si la pression de l'enceinte aval est supérieure à la pression nominale, il y a hyperdétente dans la tuyère, et donc contraction brutale à la sortie ; dans le cas contraire, il y a hypodétente dans la tuyère, et donc détente brutale au niveau de la sortie.

L'explication de ce phénomène est claire : au delà de la section contractée, la vitesse du fluide dépasse la vitesse du son. En conséquence, les conditions imposées à la veine en aval de cette section ne peuvent plus retentir sur l'écoulement en amont du col. Celui-ci se poursuit en aval du col comme si la pression finale était la pression nominale de sortie, et si la pression réelle est différente, une discontinuité est inévitable.

4.5.5 DEGRÉ DE RÉACTION D'UN ÉTAGE

L'étude du bilan énergétique d'un étage a permis de montrer que la variation d'enthalpie se fait pour partie dans le rotor, et pour partie dans le diffuseur. On appelle degré de réaction ε la fraction de la variation d'enthalpie qui prend place dans le rotor. Avec les notations de la figure 4.3.3, on a :

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_a}{h_r - h_a} = \frac{h_1 - h_a}{\Delta h} \quad (4.5.4)$$

Par définition, ε est compris entre 0 et 1.

Dans un étage de turbocompresseur, on obtient couramment $0,5 \leq \varepsilon \leq 1$. La limite inférieure ($\varepsilon = 0,5$) est approchée dans les turbocompresseurs axiaux. Quant à la limite supérieure (réaction pure : $\varepsilon = 1$), elle est atteinte dans le cas d'une machine à un seul étage dont le diffuseur est inexistant ou d'efficacité négligeable.

Dans un étage de turbine, la réaction pure est irréalisable. On réalise couramment deux cas limites :

- **les turbines à action**, dans lesquelles $\varepsilon = 0$: toute la détente du fluide est alors réalisée dans les aubages fixes ou tuyères, en amont de la roue, et les pressions

en amont et en aval du rotor sont égales ;

- **les turbines à réaction**, dans lesquelles $\varepsilon = 0,5$: la détente est alors également répartie entre les tuyères et la roue.

Chacun de ces deux types de turbine présente des avantages et des inconvénients qui lui sont propres. Comme nous l'avons dit, il n'est pas dans notre propos de développer ici en détail la théorie des turbines. Signalons simplement que les turbines à action sont généralement utilisées pour les étages de tête des turbines multiétagées ou pour les unités de petite puissance, tandis que les turbines à réaction se révèlent bien adaptées pour les parties basse pression des turbines.

En effet, un premier avantage pour l'utilisation en partie haute pression des **turbines à action** est que la totalité de la détente étant effectuée dans le stator, le rotor n'est pas soumis à une différence de pression élevée, ce qui limite les contraintes mécaniques. Un second avantage est que le débit dans ces turbines peut être réduit en recourant à l'injection partielle, qui consiste à n'alimenter en fluide qu'une fraction des aubages du stator. Ce type de fonctionnement est rendu possible dans ce cas car la pression est la même sur les deux faces du rotor, et qu'aucun écoulement parasite n'est à craindre dans les parties non injectées.

En revanche, les rendements de ces turbines sont légèrement (2 à 3 %) moins bons que ceux des **turbines à réaction**, qui sont soumis à une poussée axiale non négligeable, et ne permettent pas de recourir à l'injection partielle.

Étant donné que les irréversibilités qui prennent place dans les étages de tête sont partiellement récupérées dans les étages ultérieurs, on peut tolérer que leur rendement soit légèrement plus faible, ce qui permet de recourir dans ce cas à des turbines à action.

4.6 COMBUSTIONS

Les phénomènes de combustion revêtent une importance toute particulière dans l'étude des technologies énergétiques, car ils sont à l'origine de l'essentiel de la production de chaleur et de force dans le monde : plus de 90 % de la consommation mondiale d'énergie commerciale primaire provient de la combustion du charbon, du pétrole ou du gaz naturel.

L'étude de la combustion a pour but de déterminer l'état et la composition des produits de combustion, et par voie de conséquence, leurs propriétés thermochimiques et notamment les quantités d'énergie mises en jeu dans les réactions. De surcroît, les conditions de la combustion conditionnent largement les quantités de polluants émises par les technologies énergétiques.

L'objet de ce chapitre est de déterminer aussi bien que possible les caractéristiques de la combustion qui ont de l'importance sur le plan énergétique : les propriétés thermodynamiques des produits (c_p , M , h , s), l'énergie libérée par la combustion (ΔH_r), la concentration des imbrûlés et des polluants.

A partir de ces éléments, il devient possible d'optimiser la combustion, c'est-à-dire d'obtenir le meilleur rendement de combustion, en jouant sur le dosage ou l'excès d'air, qui fixe les températures de flamme et les pertes par les fumées.

Pour atteindre cet objectif, il est nécessaire de savoir caractériser les combustibles, écrire les réactions complètes, stœchiométrique et avec excès ou défaut d'air, prendre en compte la dissociation lorsqu'elle existe, ce qui suppose de connaître les