15 Notions sur les turbomachines

Au cours des chapitres précédents, on a maintes fois considéré des machines au sein desquelles s'opérait un échange de travail avec le milieu extérieur (compresseurs, turbines). Parmi celles-ci, on a identifié deux grandes familles :

Machines volumétriques Dans ce type de machines, on fait subir au fluide actif une évolution temporelle au sein d'un système fermé, et l'échange de travail se fait par action des contraintes de pression sur une frontière mobile du système. L'exemple le plus emblématique et le plus répandu est celui des dispositifs à cylindres et pistons, mais il en existe d'autres (p. ex. les capsulismes, comme le moteur rotatif Wankel).

Machines à circulation de fluide Dans ce type de machines, le fluide subit une évolution spatiale au sein d'un système ouvert, mais la manière précise dont le travail est échangé n'a pas été discutée. On a simplement mentionné qu'il est généralement transmis à un arbre en rotation. La très grande majorité, pour ne pas dire la totalité, des machines de cette catégorie sont des turbomachines.

Ce chapitre constitue une brève introduction à l'étude de ces machines, qui se bornera à en faire une description générale et à en expliquer le principe fondamental de fonctionnement.

15.1 Définition des turbomachines

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues (rotors) mobiles munies d'aubes (aubages, ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule.

L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Remarquons que, bien que le travail soit produit cette fois encore par les contraintes de pression, il se fait sans déformation de la frontière du système comme pour les machines volumétriques, mais simplement par rotation des aubes.

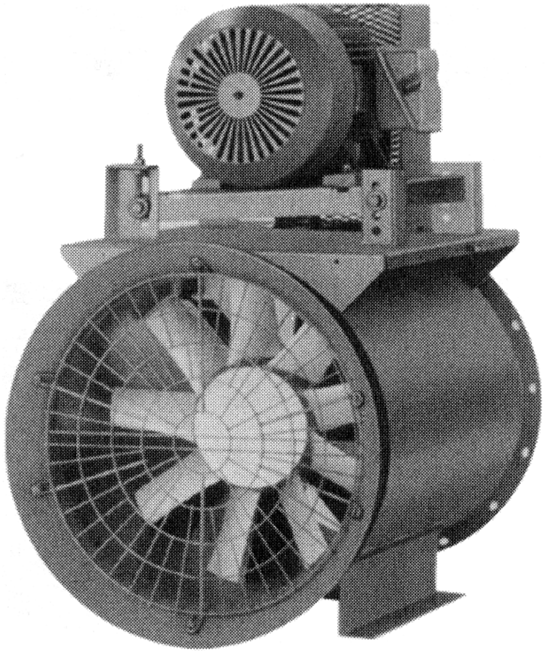
Il existe une très grande variété de turbomachines. Aussi, avant d'en examiner plus avant le principe de fonctionnement, il est utile d'en faire une classification selon divers critères et de l'illustrer par des exemples concrets.

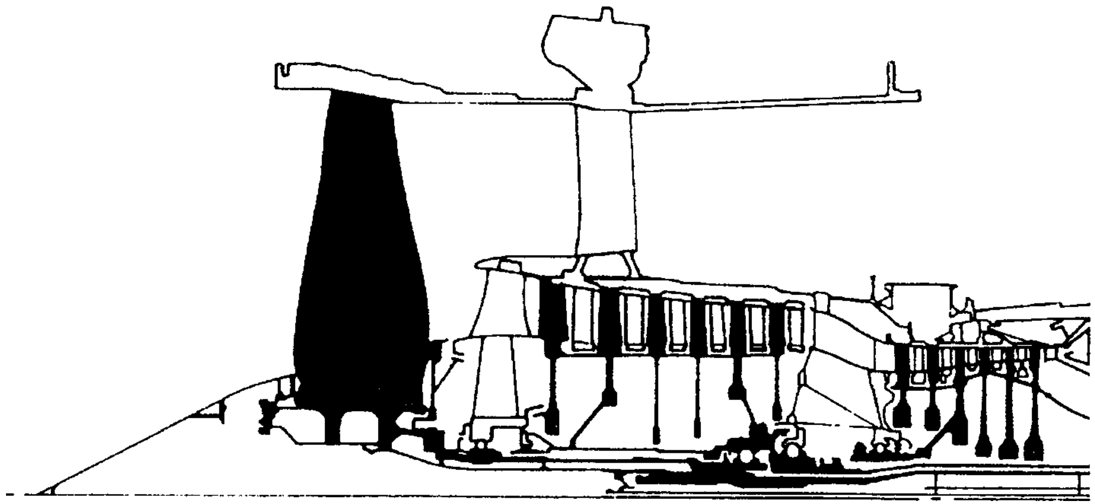
15.2 Classification des turbomachines

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont les suivants :

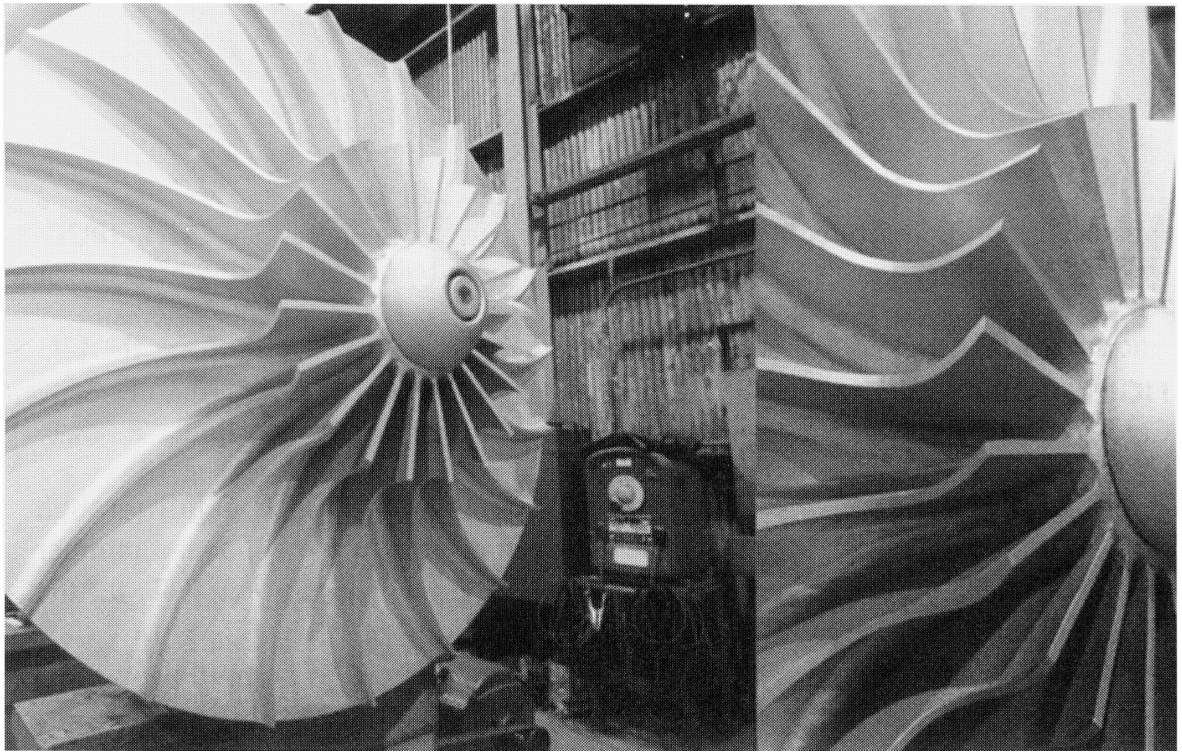
Sens de l'échange d'énergie On distingue les machines réceptrices qui reçoivent du travail et les machines motrices qui en fournissent. Parmis les machines réceptrices, on trouve les turbopompes, les ventilateurs, les turbosoufflantes, les turbocompresseurs et les hélices aériennes et marines. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur et à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les éoliennes. Ces deux classes de machines présentent des différences importantes du point de vue de leur conception aérodynamique. En effet, les machines réceptrices sont le siège d'une compression (élévation de pression) du fluide, alors que les machines motrices font intervenir une détente. Or, les pertes visqueuses dans les écoulements fluides sont très sensibles au gradient de pression et augmentent fortement lorsque celui-ci devient trop important, en raison du phénomène de décrochage.

Direction principale du tube de courant Dans certaines machines, le tube de courant traversant la machine est essentiellement parallèle à l'axe de la machine, et on les appelle donc des machines axiales. Les hélices aériennes et marines appartiennent à cette catégorie, mais aussi certains ventilateurs, ainsi que les compresseurs et turbines axiaux des turboréacteurs, et les turbines hydrauliques de type Kaplan. Dans de nombreux cas, en particulier dans les turboréacteurs, les machines axiales comportent plusieurs étages.





Dans d'autres machines au contraire, le tube de courant traversant la machine est essentiellement perpendiculaire à l'axe, et la machine est dite radiale (centrifuge ou centripète). Pour des raisons que l'on discutera plus loin, on peut échanger une plus grande quantité d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial, de sorte que, pour une application donnée, une machine radiale comporte moins d'étages que la machine axiale équivalente.



Bien évidemment, au voisinage de l'axe, l'écoulement doit prendre une direction axiale. Il existe également des configurations intermédiaires, dites mixtes, dans lesquelles l'écoulement a des composantes tant axiale que radiale. C'est le cas par exemple des turbines hydrauliques de type Francis. Dans certaines machines enfin, l'écoulement est tangentiel, c.-à-d. que les particules fluides se déplacent dans un plan parallèle à l'axe de la roue.

Outre ces deux catégories principales, on distingue également

- les machines hydrauliques (à écoulements incompressibles) et les machines à écoulements compressibles ;
- les machines à action, dans lesquelles la pression reste constante à travers le rotor, et les machines à réaction dans lesquelles elle varie : on reviendra sur cette distinction plus avant ;
- les machines à admission totale, dans lesquelles le rotor est alimenté sur la totalité de sa surface d'entrée, et les machines à admission partielle où seule une partie du rotor est alimentée. C'est toujours le cas des turbines hydrauliques de type Pelton, et pour certaines turbines à vapeur pour lesquelles l'admission

partielle est utilisée pour le réglage du débit. L'admission partielle est réservée aux machines à action.

15.3 Constitution des turbomachines

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

Une machine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :

Le distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine [identifiée par l'indice 0] à la section d'entrée du rotor [identifiée par l'indice 1] en lui donnant une vitesse et une direction appropriées. Le distributeur peut être une simple canalisation ou comprendre une couronne d'aubes fixes (stator, indispensable s'il faut dévier l'écoulement tangentiellement), appelées en anglais « Inlet Guide Vanes (IGV) ». Ces aubes sont parfois orientables afin de régler le débit.

Le rotor au sein duquel s'effectue l'échange d'énergie par travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.

Le diffuseur dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor [identifiée par l'indice 2] et l'amener à la section de sortie de la machine [identifiée par l'indice 3]. Comme pour le distributeur, le diffuseur peut inclure une (voire deux) couronnes d'aubes fixes. Ces aubes fixes sont notamment utiles lorsque l'écoulement a une composante tangentielle de vitesse à la sortie du rotor et servent à ramener l'écoulement dans la direction principale du tube de courant (axiale ou radiale), raison pour laquelle on utilise parfois le terme redresseur.

Le distributeur et le diffuseur ne sont pas toujours présents, ou sont parfois réduits à un tronçon de canalisation. C'est notamment le cas pour les hélices et éoliennes. Dans les machines multicellulaires, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, et un rotor et un diffuseur pour les pompes et compresseurs, pour des raisons qui apparaîtront clairement par la suite.

15.4 Cinématique de l'écoulement rotorique — triangle des vitesses

Pour analyser l'écoulement dans un rotor de turbomachine, il est commode d'exprimer la vitesse tantôt dans un repère lié aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator) appelée vitesse absolue et notée $\vec{c}$, tantôt dans un repère lié aux parties tournantes de la machine (axe, roue) appelée vitesse relative et notée $\vec{w}$. La relation entre ces vitesses est simplement

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \tag{15.1}$$

où $\vec{u}$ est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant. S'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vaut simplement

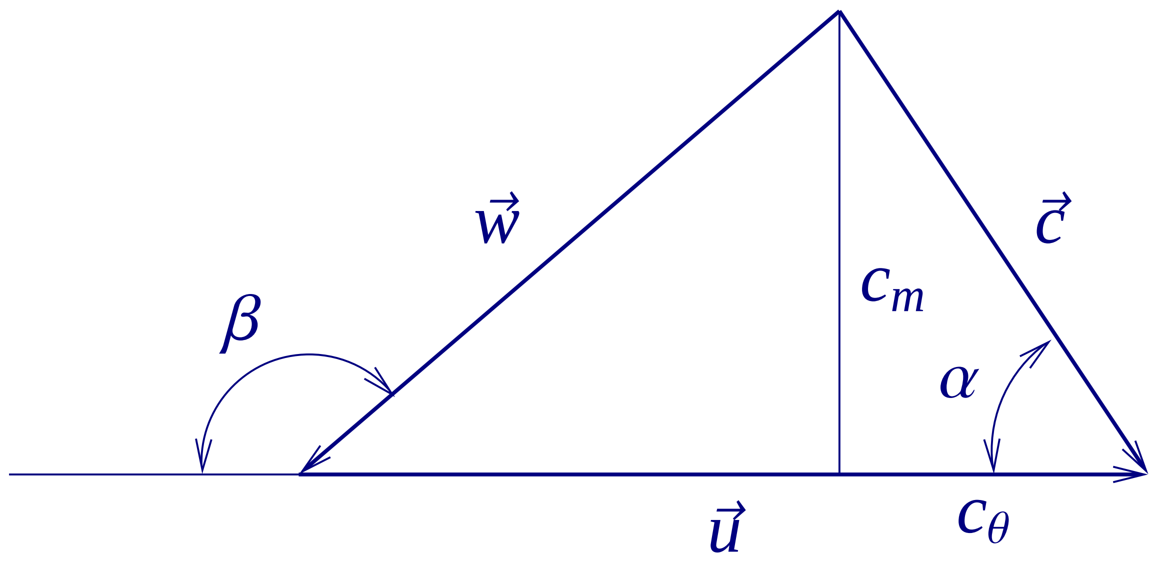
$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{x} \tag{15.2}$$

ou, en exprimant le vecteur position $\vec{x}$ dans un système de coordonnées cylindriques $\vec{x} = r\vec{e}_r + z\vec{e}_z$, et comme $\vec{\omega} = \omega\vec{e}_z$,

$$\vec{u} = \omega r\vec{e}_\theta \tag{15.3}$$

c.-à-d. que la vitesse d'entraînement est purement tangentielle.

Les vitesses absolue, relative et d'entraînement étant dans un même plan, on les visualise aisément à l'aide d'un diagramme vectoriel dans ce plan, auquel on donne le nom de triangle des vitesses.



On note respectivement α et β les angles entre le vecteur vitesse absolue (resp. relative) et le vecteur vitesse d'entraînement.

15.5 Mécanisme de l'échange d'énergie dans un rotor de turbomachine — Théorème du moment cinétique

Une forme dérivée de la 2e loi de Newton est le théorème du moment cinétique qui, pour un système fermé, s'exprime comme

$$\frac{\mathrm{d}\vec{M}_F}{\mathrm{d}t} = \vec{C}_V + \vec{C}_S \tag{15.4}$$

où $\vec{C}_V$ et $\vec{C}_S$ sont les couples des forces de volume et de surface respectivement.

La généralisation aux systèmes ouverts s'obtient de la même manière que pour les premier et second principe (voir sections 5.10 et 7.12). La taux de variation du moment cinétique du système fermé constitué de la matière initialement contenue dans le système ouvert considéré est relié à celui du système ouvert par

$$\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}\vec{M}_F}{\mathrm{d}t} &= \frac{\mathrm{d}\vec{M}_O}{\mathrm{d}t} + \oint_S \rho(\vec{x}\times\vec{c})(\vec{c}-\vec{b}_O)\cdot\vec{n}\,\mathrm{d}S \\ &= \frac{\mathrm{d}\vec{M}_O}{\mathrm{d}t} + \sum \dot{m}_s(\vec{x}\times\vec{c})_s - \sum \dot{m}_e(\vec{x}\times\vec{c})_e \end{aligned} \tag{15.5}$$

puisque la quantité de mouvement massique n'est rien d'autre que le moment du vecteur vitesse $\vec{x} \times \vec{c}$. Et par ailleurs, les couples s'appliquant sur le système ouvert sont identiques à ceux s'appliquant sur le système fermé au moment initial où ils coïncident.

Dans le cas d'une turbomachine, seule la composante axiale du théorème du moment cinétique nous intéresse. Le moment cinétique par unité de masse d'une particule (fluide ou solide) valant

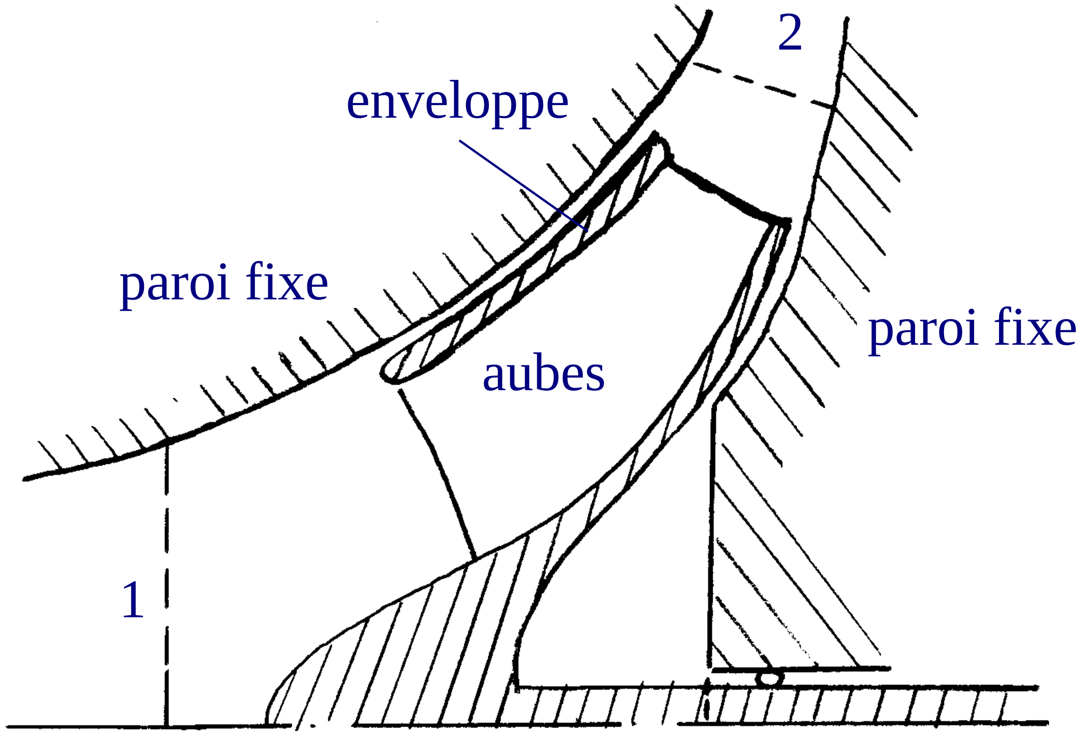
$$\begin{aligned} \vec{x} \times \vec{c} &= (r\vec{e}_r + z\vec{e}_z) \times (c_r\vec{e}_r + c_\theta\vec{e}_\theta + c_z\vec{e}_z) \\ &= -zc_\theta\vec{e}_r + (zc_r - rc_z)\vec{e}_\theta + rc_\theta\vec{e}_z \end{aligned}$$

la composante axiale vaut donc rc_θ.

La composante axiale du théorème du moment cinétique s'écrit donc

$$\frac{\mathrm{d}M_{O,z}}{\mathrm{d}t} + \sum \dot{m}_s(rc_\theta)_s - \sum \dot{m}_e(rc_\theta)_e = C_{V,z} + C_{S,z} \tag{15.6}$$

Appliquons ce théorème à un rotor de turbomachine tel que schématisé ci-dessous.



On considère le système formé de la roue et du fluide entre les sections 1 et 2, supposé en régime permanent. Les frontières du système sont donc la section d'entrée 1, la paroi fixe avant, la section de sortie 2, la paroi fixe arrière, et une coupe dans l'arbre d'entraînement de la roue dans l'alignement de la paroi fixe arrière. Notons par ailleurs que la roue ne possède pas toujours une enveloppe, on parle alors de roue semi-ouverte.

D'abord, observons que la force de gravité n'exerce aucun couple axial, soit que l'axe soit vertical, soit en raison de la symétrie de révolution du système. L'équation de la composante axiale du moment cinétique (15.6) s'écrit donc (comme il s'agit d'un système à une seule entrée et une seule sortie)

$$\dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) = C_A + C_1 + C_2 + C_p$$

où C_A est le couple à l'arbre et C_1, C_2 et C_p les couples des forces de surfaces sur les sections 1 et 2, et sur les parois fixes.

Remarquons que les forces de pression sur les sections 1 et 2 et sur les parois ne produisent aucun couple axial. Donc, seules les contraintes de cisaillement visqueuses contribuent aux couples de surface, et, comme celles-ci sont les plus élevées au voisinage des parois solides, l'essentiel du couple des forces de surface est celui exercé par les parois (qui est nécessairement dans le sens opposé à la vitesse de rotation). Il est toujours très faible par rapport au couple à l'arbre et peut par conséquent être négligé. On obtient donc finalement

$$C_A = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) \tag{15.7}$$

formule fondamentale des turbomachines, connue sous le nom de formule d'Euler pour le couple. Remarquons que cette formule s'applique également aux organes fixes (stators distributeurs ou diffuseurs).

En multipliant la formule d'Euler par la vitesse de rotation de l'arbre ω (pour un rotor, la vitesse de rotation étant bien entendu nulle pour un stator), on obtient la formule de la puissance

$$\dot{W} = \omega C_A = \dot{m}(u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}) \tag{15.8}$$

Pour une machine réceptrice, le couple à l'arbre est dans le même sens que la vitesse de rotation, et donc $\dot{W} > 0$. Inversément, pour une machine motrice, le couple à l'arbre est dans le sens opposé à la vitesse de rotation, et $\dot{W} < 0$.

En divisant cette dernière relation par le débit massique, on obtient l'expression du travail massique

$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \tag{15.9}$$

On peut donner une forme alternative de cette expression en utilisant la relation cinématique $\vec{w} = \vec{c} - \vec{u}$, dont on déduit

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2\vec{c}\cdot\vec{u} \qquad \longrightarrow \qquad \vec{c}\cdot\vec{u} = c_\theta u = \frac{c^2 + u^2 - w^2}{2}$$

de sorte que

$$w = \frac{(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)}{2} \tag{15.10}$$

On décompose alors l'énergie échangée en deux contributions, à savoir la variation d'énergie cinétique $(c_2^2 - c_1^2)/2$ que l'on appelle énergie d'action et la variation de $(u^2 - w^2)/2$ appelée énergie de réaction. Le degré de réaction R est alors défini comme le rapport entre l'énergie de réaction et l'énergie totale échangée.

$$R \equiv \frac{(u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)}{(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)}$$

15.6 Application du premier principe à un rotor de turbomachine

Appliquons à présent le premier principe au système considéré précédemment. En supposant l'absence d'échange de chaleur avec l'extérieur ($q = 0$) et en négligeant les variations d'énergie potentielle, on a

$$w = (h_2 - h_1) + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2} \tag{15.11}$$

Soustrayant de cette expression l'expression alternative du travail massique (15.10), on obtient

$$(h_2 - h_1) + \frac{(w_2^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2)}{2} = 0 \tag{15.12}$$

qui exprime la conservation de la grandeur $h + (w^2 - u^2)/2$, à laquelle on donne le nom de rothalpie, le long des canaux inter-aubes rotoriques.

Alors que pour une conduite fixe en l'absence d'échange de chaleur, on a

$$h + \frac{c^2}{2} = \text{const.}$$

(voir chapitre 14), l'expression devient

$$h + \frac{w^2 - u^2}{2} = \text{const.}$$

pour une conduite en rotation telle qu'un canal inter-aubes rotoriques[a].

On déduit de l'équation (15.12) la formule de Bernoulli pour un écoulement permanent en repère relatif. En effet, par la relation de Gibbs $\mathrm{d}h = v\mathrm{d}p + T\mathrm{d}s$, on a

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v\mathrm{d}p + \int_1^2 T\mathrm{d}s = \int_1^2 v\mathrm{d}p + e_{f_{12}}$$

puisque, en l'absence d'échange de chaleur, $T\mathrm{d}s = T\mathrm{d}s_i$ est l'énergie perdue par frottements visqueux ($\mathrm{d}e_f$), de sorte que

$$\int_1^2 v\mathrm{d}p + \frac{(w_2^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2)}{2} + e_{f_{12}} = 0 \qquad (15.13)$$

On voit donc que (aux pertes près), la variation d'énergie de pression dans le rotor

[a] Il faut toutefois souligner que cette expression n'est valide que pour un écoulement permanent, ce qu'on a supposé ici.

est égale à l'énergie de réaction, qui se compose de deux contributions :

- la variation de l'énergie cinétique d'entraînement $u^2/2$, qui résulte du travail de la réaction d'entraînement. C'est la contribution principale pour les machines radiales.
- l'opposée de la variation de l'énergie cinétique relative $w^2/2$ qui résulte du travail de la réaction d'inertie. C'est la seule contribution pour les machines axiales (puisque pour ces dernières, le tube de courant étant parallèle à l'axe, $r_2 = r_1$). C'est ce qui explique pourquoi, toutes autres choses étant égales par ailleurs, on peut échanger plus d'énergie dans un étage radial que dans un étage axial.

Enfin, on constate que pour une machine axiale à action pure idéale (sans pertes, énergie de réaction nulle, $w_2 = w_1$), la pression reste constante dans le rotor. C'est ce qui permet dans ce cas d'utiliser une admission partielle (une partie seulement des canaux rotoriques sont alimentés et donc actifs) : puisque la pression ne varie pas entre entrée et sortie de la roue, le fluide dans les canaux non alimentés est en équilibre au repos (en repère relatif). En réalité (avec pertes), lorsque la pression est constante à travers le rotor, $w_2 < w_1$ et donc l'énergie de réaction est positive.

Pour une machine motrice (seul cas dans lequel on utilise des machines à action en pratique), le degré de réaction est donc négatif (puisque l'énergie totale échangée est négative pour une machine motrice).

15.7 Illustrations : quelques exemples de turbomachines

On terminera en donnant quelques exemples illustratifs.

Remarque : l'énergie cinétique associée à la composante tangentielle de la vitesse à la sortie de la machine étant perdue, il est souhaitable, pour maximiser le rendement, de faire en sorte que cette composante soit nulle à la sortie de la machine. C'est ce que l'on supposera dans la suite.

Si l'on suppose en outre que la vitesse débitante (composante c_m dans le plan méridien, axiale pour une machine axiale, radiale pour une machine radiale) ne varie pas à travers la machine, ce qui est souvent une bonne approximation pour les machines axiales, et parfois aussi pour les machines radiales, alors, pour une machine monocellulaire (ou pour un étage de machine multicellulaire),

$$w = \Delta h + \frac{\Delta c^2}{2} = \Delta h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

en vertu de l'expression (15.10). Par ailleurs, comme la rothalpie se conserve à travers le rotor,

$$\Delta h_r = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2},$$

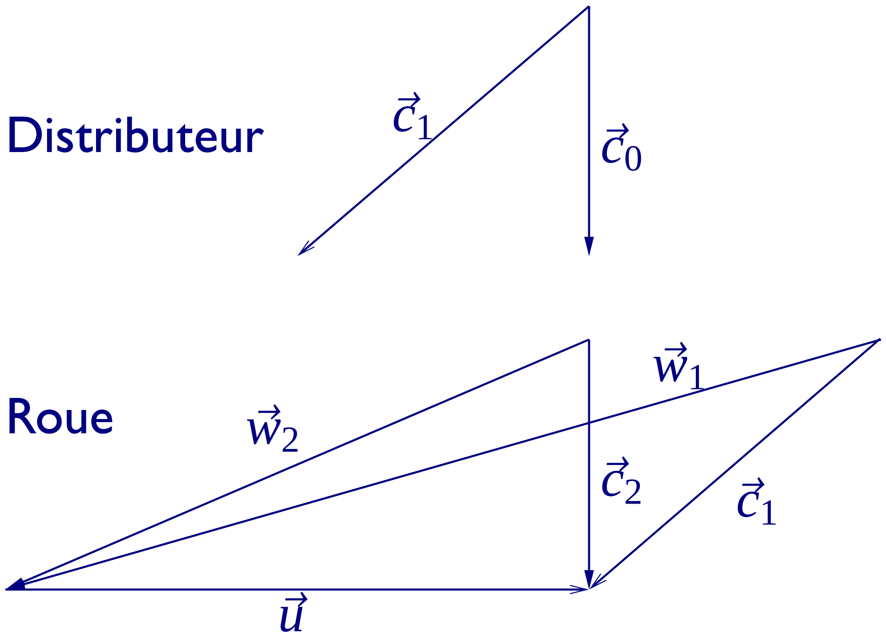
l'énergie de réaction est égale à la variation d'enthalpie à travers le rotor (positive pour une machine réceptrice, négative pour une machine motrice). On peut donc donner une nouvelle interprétation du degré de réaction, à savoir

$$R = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{\text{étage}}},$$

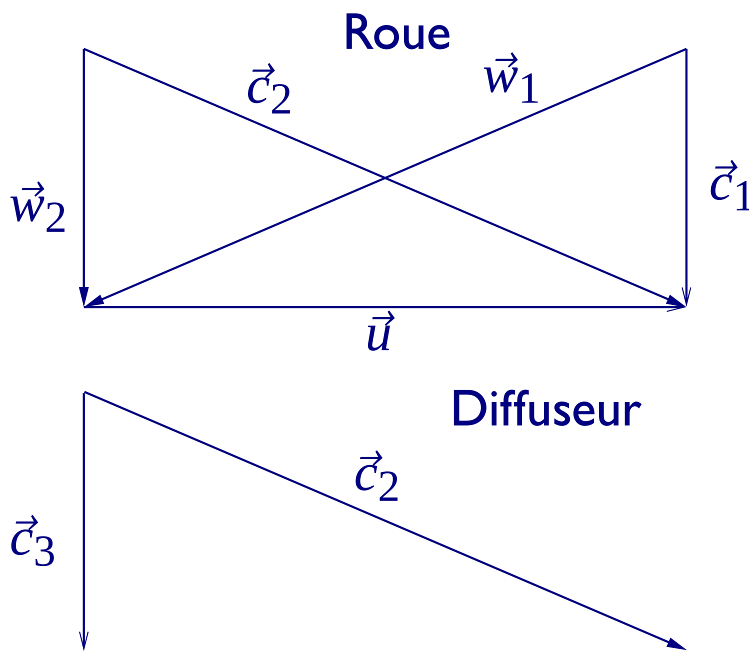
rapport entre la variation d'enthalpie à travers le rotor et la variation d'enthalpie à travers l'étage complet. Il en résulte que l'énergie d'action est égale à la variation d'enthalpie à travers le stator (distributeur et/ou diffuseur).

15.7.1 Ventilateur/soufflante axial(e)

Distributeur + roue



Roue + diffuseur



$e_A = \Delta h_S = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} < 0,$

$e_R = \Delta h_R = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} > \Delta h_{\text{étage}} \Rightarrow R > 1.$

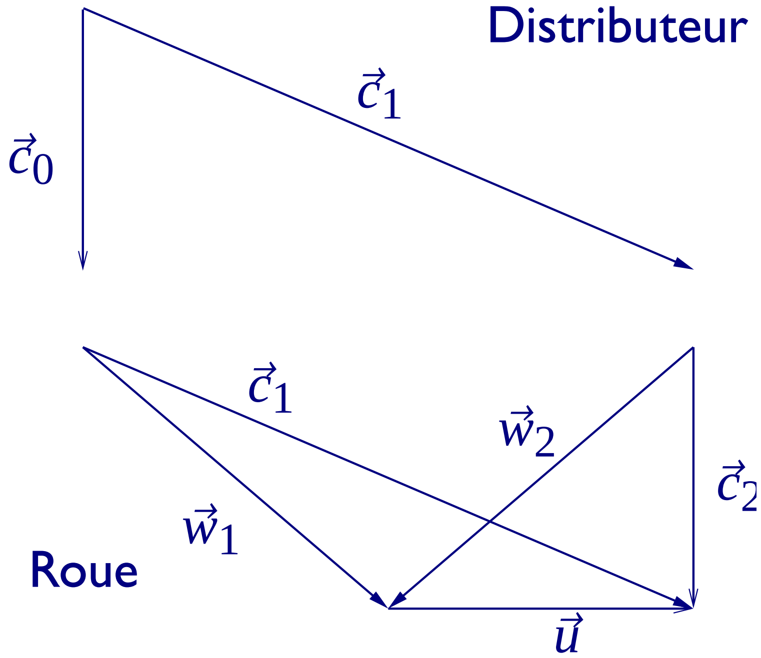
On commence par détendre avant de re-comprimer ! Ne semble pas logique.

Les deux couronnes d'aubes (fixes et tournantes) contribuent toutes deux à l'augmentation d'enthalpie à travers l'étage. $e_R = \Delta h_R =< \Delta h_{\text{étage}} \Rightarrow R < 1.$

Cette analyse explique pourquoi la configuration roue + diffuseur est préférable pour une machine réceptrice. On s'attend d'ailleurs à ce que le meilleur rendement soit obtenu lorsque la charge est également répartie entre les deux couronnes, soit pour $R = 0,5$ (cas de l'exemple).

15.7.2 Turbine à vapeur/à gaz axiale

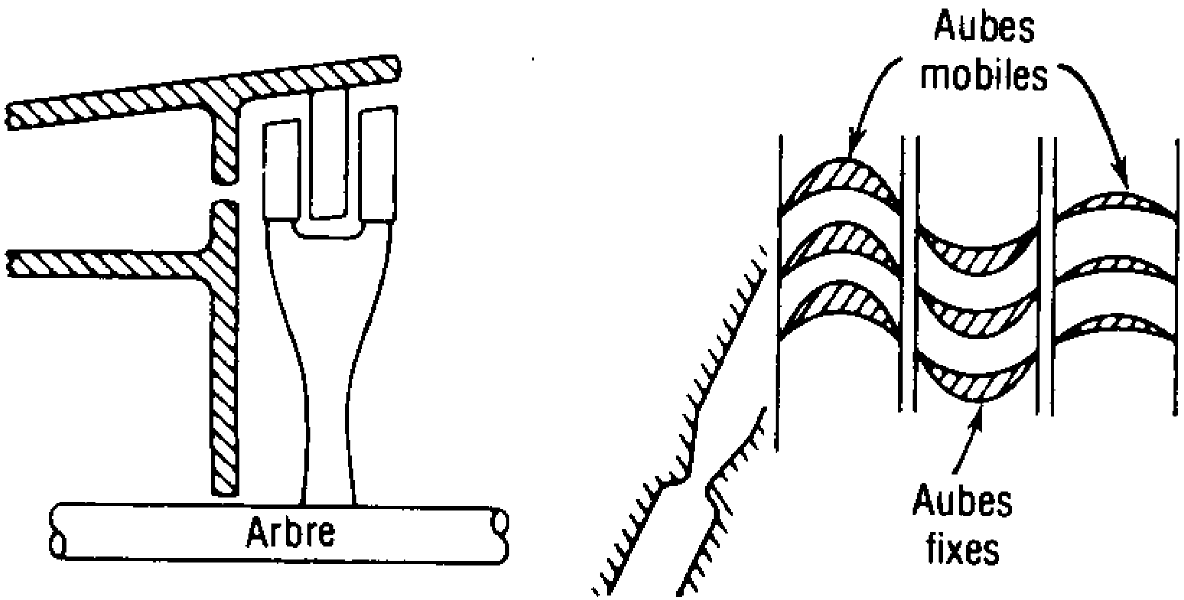
Pour des raisons analogues à celles évoquées à la section précédente, c'est la configuration distributeur + roue qui est préférable pour les machines motrices. On comparera à présent les configurations à action et à réaction.

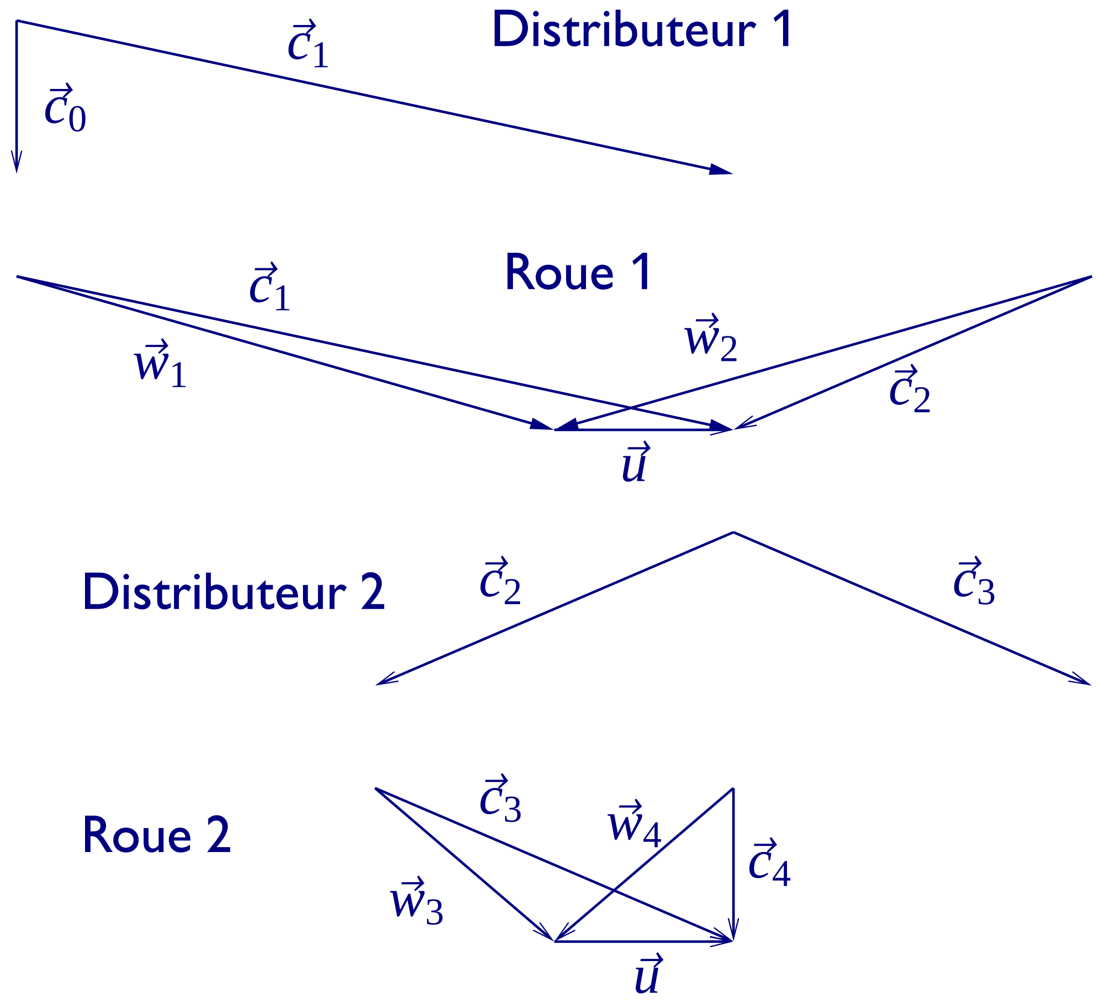


Turbine à action

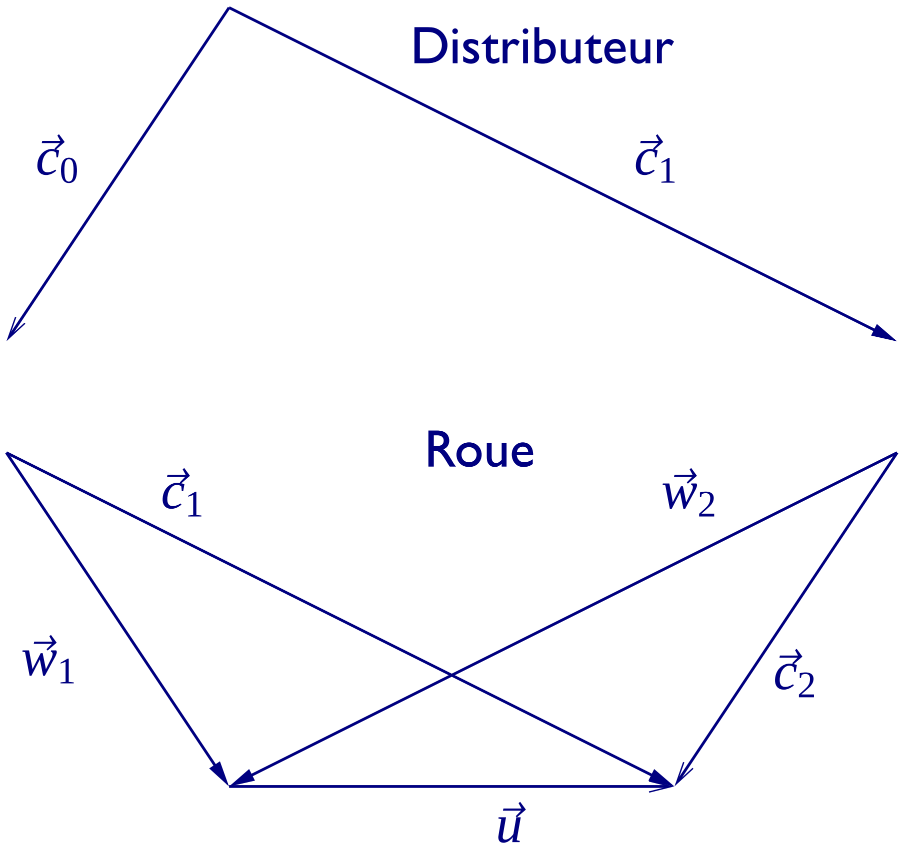
Pour une machine (axiale) à action, $w_1 = w_2$ et donc, en supposant $w_{1m} = w_{2m}$, $w_{1\theta} = -w_{2\theta}$, si l'on impose $c_{2\theta} = 0$ (sortie purement axiale), alors $w_{2\theta} = -u \Rightarrow w_{1\theta} = u \Rightarrow c_{1\theta} = 2u$.

Comme par ailleurs $e_A = \Delta h^* = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \frac{c_{1\theta}^2}{2}$, on en déduit $u = \sqrt{2\Delta h^*}/2$. Les vitesses de l'écoulement et d'entraînement peuvent devenir très importantes, ce qui entraîne des pertes par frottement visqueux ($\propto$ (vitesse)^2) importantes et des problèmes mécaniques. Pour y remédier, on peut procéder à l'étagement des vitesses (de la transformation d'énergie cinétique en travail), comme dans le dispositif représenté ci-dessous, qui comporte un deuxième étage comprenant une couronne d'aubes fixes et une deuxième couronne d'aubes mobiles.





L'entièreté de la détente est effectuée dans le premier distributeur (couronne d'aubes fixes ou, plus souvent, tuyères comme dans la turbine à vapeur de Curtis), alors que la pression reste constante dans les deux couronnes mobiles ($w_2 = w_1$ et $w_4 = w_3$) et dans la couronne fixe du deuxième étage ($c_3 = c_2$), ce qui permet d'utiliser l'admission partielle, comme pour la machine à un seul étage.



Turbine à réaction

Le diagramme des vitesses d'une turbine à réaction est semblable à celui d'une soufflante à réaction inversé. Il faut toutefois souligner que, pour un étage intermédiaire, les vitesses d'entrée/sortie ne sont pas nécessairement axiales. Le diagramme ci-contre correspond à une telle situation, avec $R = 0,5$.