

Chapitre1 : Rappel sur les turbomachines

Les turbomachines sont des dispositifs par lesquels l'énergie totale du fluide de travail est convertie en énergie mécanique (ou inversement) et sont caractérisés par un écoulement continu à travers une ou plusieurs rangées d'aubes (ailettes) rotatives.

L'énergie, en tant que travail, est extraite ou transférée au fluide par l'action dynamique des rangées d'aubes.

1.1 Description des turbomachines

Suivant qu'une turbomachine comporte un ou plusieurs rotors, elle est dite monocellulaire ou multicellulaire.

1.1.1 Turbomachine élémentaire ou monocellulaire, elle comporte en principe deux séries d'aubages, l'une fixe et l'autre mobile. L'association d'un organe fixe et d'une roue mobile constitue une cellule apte (appropriée) de caractéristiques déterminées.

Généralement, une turbomachine, se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement soient, depuis l'entrée jusqu'à la sortie: le distributeur, le rotor (comportant une roue munie d'aubes) et le diffuseur. Le distributeur et le diffuseur font partie du stator avec d'autres éléments de la machine.

- 1) **Le distributeur**: c'est un organe fixe, a pour rôle d'orienter le fluide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée de la roue. Il agit comme aubes de guidage pour diriger le fluide et le le contrôle du processus de conversion d'énergie.
- 2) **Le rotor**: c'est l'organe moteur ou récepteur, il comporte des aubages où s'effectuent les échanges entre l'énergie mécanique et l'énergie du fluide. Les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement. La forme géométrique du rotor, détermine l'allure générale de la trajectoire des particules fluides à travers cet organe. Les canaux inter-aubes permettent l'écoulement de fluide.
- 3) **Le diffuseur**: c'est un organe destiné à transformer l'énergie cinétique et l'énergie piézométrique (potentielle et de pression) de liquide en pression.

1.1.1 Turbomachine multicellulaires : Dans certains cas, il est nécessaire de disposer plusieurs cellules en série (non pas parallèle), le fluide parcourant successivement chacune d'elles.

Les principaux composants d'une turbomachine sont:

1. **Élément rotatif (Rotor)** : fonctionnant dans un courant de fluide (ailette, roue ou aubes).
2. **Éléments fixes** : qui guident généralement le fluide dans la bonne direction pour un processus de conversion d'énergie efficace (aubes fixes).
3. **Arbre** : Cela donne la puissance d'entrée ou prend la puissance de sortie du fluide dans des conditions dynamiques et fonctionne à la vitesse requise.
4. **Boîtier (Stator)**: pour garder divers passages rotatifs, stationnaire et autres en toute sécurité dans des conditions dynamiques du fluide.

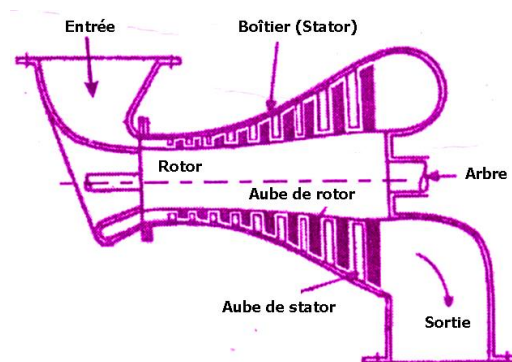


Fig. 1 : Principaux composants d'une turbomachine

1.2 Classification

On peut classer les turbomachines selon plusieurs paramètres :

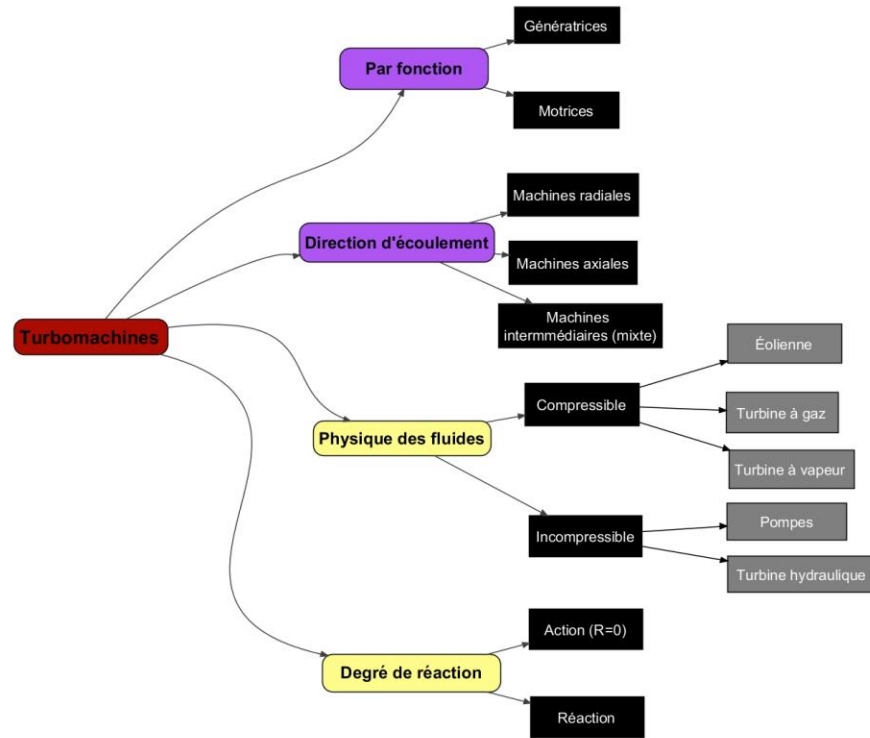


Fig. 2 : Diagramme de classification des turbomachines

1. **Turbomachine axial** : le trajet de l'écoulement traversant est parallèle à l'axe de rotation (figure) ;
2. **Turbomachine radiale** : lorsque le trajet de l'écoulement est dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation ;
3. **Turbomachine mixte** : Le terme d'écoulement mixte dans ce contexte se réfère à la direction de l'écoulement traversant à la sortie du rotor lorsque les deux composantes de vitesse radiale et axiale sont présentes en quantités significatives.

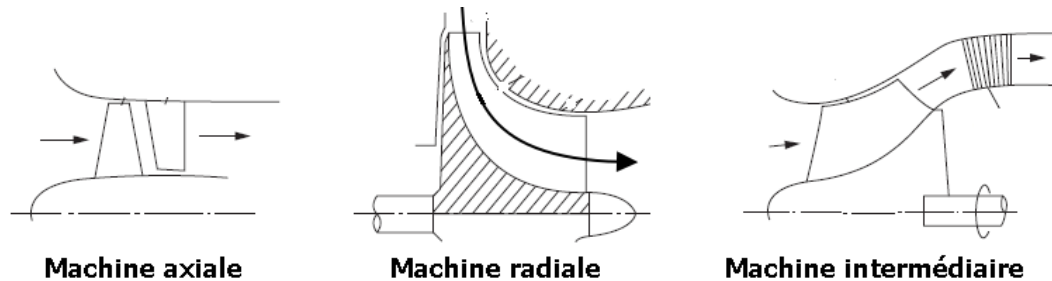


Fig. 3 : Classification des turbomachines suivant le trajet du fluide par rapport à l'axe

4. **Turbomachines génératrices (motrices)** : celles qui donnent l'énergie au fluide, ventilateurs, compresseurs.
5. **Turbomachines réceptrices** : ceux qui produisent de l'énergie en dilatant le fluide à une pression ou une charge inférieure (turbine hydraulique et turbines à gaz).

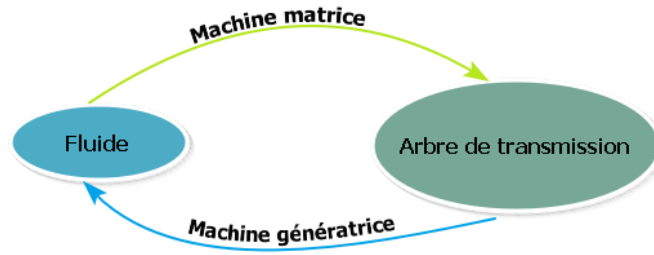


Fig. 4 : Transfert d'énergie

6. Degré de réaction

Le degré de réaction d'une turbomachine est un paramètre sans dimension qui permet d'évaluer l'effet de la réaction et que la variation de pression qui présente à travers le rotor de la turbomachine. Il est défini comme le rapport entre le travail troqué rotor et le travail total (le travail échangé dans l'ensemble rotor-stator) ou, ce qui est la même, la variation de enthalpie statique dans le rotor et la variation de l'enthalpie totale dans le l'étage :

$$R = \frac{\Delta h_{\text{rotor}}}{\Delta h_{\text{etage}}} = \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_1}$$

Pour les turbines : $R = 1 - \frac{C_{3u} + C_{2u}}{2U} = - \frac{W_{3u} + W_{2u}}{2U}$

1.3 Notion de similitude

Le but de l'analyse dimensionnelle est de définir des groupes de variables dimensionnelles (variables de contrôle et de variables géométriques) et de propriétés du fluide afin de standardiser l'étude et l'utilisation des turbomachines et de faciliter la comparaison de leurs caractéristiques.

L'analyse adimensionnelle à deux applications majeures :

- La prédiction des performances d'une turbomachine à partir d'essais effectuées sur un modèle, à l'aide de règle de similitude.
- La sélection d'une turbomachine adoptée à une utilisation donnée par évaluation de la vitesse spécifique ou diamètre spécifique.

1.3.1 Analyse des fluides incompressibles

Les turbomachines (motrices et génératrices) utilisant une roue cloisonnée, présentent tous des propriétés communes. La première de ces propriétés, est l'existence des coefficients et des courbes caractéristiques. Si on considère des turbomachines géométriquement semblables c'est-à-dire:

$$\frac{b'}{b} = \frac{D'_s}{D_s} = \frac{D'_e}{D_e} = \lambda$$

λ : Rapport de similitude pour les dimensions. $\alpha=\alpha'$, $\beta=\beta'$ et $\gamma=\gamma'$ pour les angles (voir Figure.01).

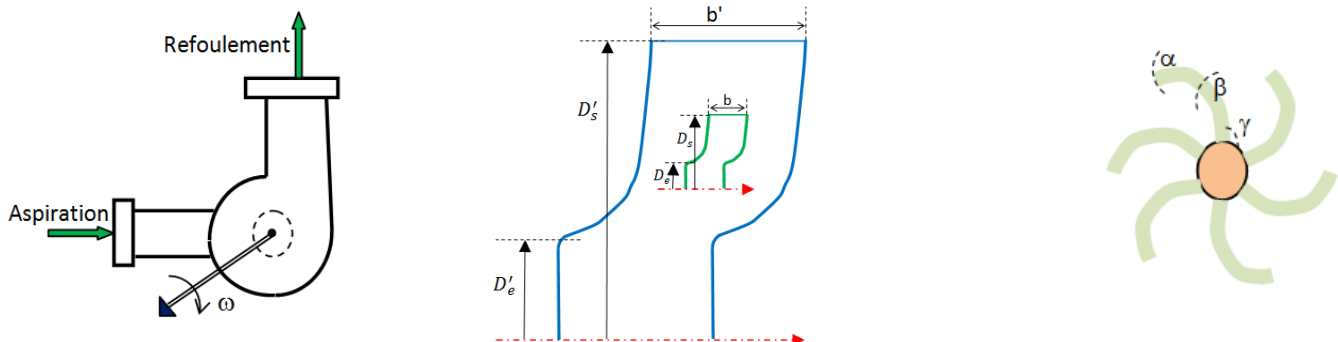


Fig. 5 : Propriétés des turbomachines

On désigne par:

Symboles	Grandeur physique	unités	Unités de base
R	Rayon du rotor	[m], Longueur [L]	M: masse [Kg]
Ω	Vitesse de rotation	[s ⁻¹], Temps [T ⁻¹]	L: longueur [m]
P	Puissance fournie sur l'arbre de la machine	[W], [Kg.m ² .s ⁻³], [M L ² T ⁻³]	T: temps [s]
e	Hauteur énergétique créée par la machine, e=g.H	[m ² .s ⁻²], [L ² T ⁻²]	
Q	Débit volumique	[m ³ .s ⁻¹], [L ³ T ⁻¹]	
ρ	Poids spécifique (masse volumique) du fluide	[Kg.m ⁻³], [M L ⁻³]	
μ	Viscosité dynamique (moléculaire) du fluide	[Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹], [ML ⁻¹ T ⁻¹]	

D'après les règles de l'analyse dimensionnelle, on remarque que la hauteur énergétique créée par la machine (e=g.H), $e = f(Q, \Omega, R, \rho, \mu)$ donc, au niveau des dimensions, on peut écrire la proportionnalité suivante:

$$e \propto Q^a \Omega^b R^c \rho^d \mu^f \quad (1)$$

$$L^2 T^{-2} \propto (L^3 T^{-1})^a (T^{-1})^b (L)^c (M L^{-3})^d (M L^{-1} T^{-1})^f$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{Par identification:} \\ \text{Pour M: } 0 = d + f \Rightarrow f = -d \\ \text{Pour L: } 2 = 3a + 2c - 3d - f \\ \text{Pour T: } -2 = -a - b - f \end{array} \right.$$

C'est un système à trois équations avec cinq inconnues donc, on doit fixer deux inconnues afin de le résoudre, on fixe (a et d, par exemple) et on cherche c, b et f en fonction de a et d, (f=-d, b=2-a+d et c=2-3a+2d).

La proportionnalité (1) devient:

$$e \propto Q^a \Omega^{(2-a+d)} R^{(2-3a+2d)} \rho^d \mu^{-d} \propto Q^a \Omega^2 (\Omega^{-1})^a \Omega^d R^2 (R^{-3})^a (R^2)^d \rho^d (\mu^{-1})^d \quad (2)$$

$$e \propto \Omega^2 R^2 \left(\frac{Q}{\Omega R^3} \right)^a \left(\frac{\rho \Omega R^2}{\mu} \right)^d \quad (3)$$

Alors,

$$\frac{e}{\Omega^2 R^2} = f \left(\frac{Q}{\Omega R^3}, \frac{\rho \Omega R^2}{\mu} \right) \quad (4)$$

Comme $U = \Omega.R$, U: la vitesse périphérique d'entraînement.

$$\frac{e}{U^2} = f \left(\frac{Q}{U R^2}, \frac{\rho U R}{\mu} \right)$$

$$\frac{P}{\rho \Omega^3 R^5} = f \left(\frac{Q}{\Omega R^3}, \frac{\rho \Omega R^2}{\mu} \right)$$

Le terme $\frac{\rho \Omega R^2}{\mu}$ est équivalent au nombre de Reynolds $Re = \frac{\rho U R}{\mu}$, Puisque la vitesse périphérique U est proportionnelle à $\Omega * R$.

On définit les groupes de variables suivants :

- Coefficient de débit volumétrique: $\phi = \frac{Q}{\Omega R^3}$
- Coefficient de puissance : $\bar{P} = \frac{P}{\rho \Omega^3 R^5}$

- Coefficient de hauteur : $\Psi = \frac{gH}{\Omega^2 R^2}$
- Rendement pour une pompe : $\eta_{pompe} = \frac{\Phi \Psi}{\bar{P}}$
- Rendement pour une turbine hydraulique : $\eta_{tur hyd} = \frac{\bar{P}}{\Phi \Psi}$

Pour deux turbomachines appelées (1) et (2), les règles de similitude (même coefficient) sont

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D_2^3}, \quad \frac{P_1}{\rho_1 \Omega_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\rho_2 \Omega_2^3 D_2^5}, \quad \frac{H_1}{\Omega_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{\Omega_2^2 D_2^2}$$

$$\text{Vitesse spécifique : } N_s = \frac{\Omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

$$\text{Diamètre spécifique : } D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}}$$

$$\text{Rendement pour une pompe : } \eta_p = \frac{P_{net}}{P_{act}}, \quad \text{Puissance nette : } P_{net} = \rho g Q H$$

$$\text{Rendement pour une turbine hydraulique : } \eta_{T,H} = \frac{P_{act}}{P_{net}},$$

1.3.2 Analyse des fluides compressibles

Grandeurs d'intérêt :

- Puissance, P (W)
- Pression de stagnation, p_{02} , (Pa)
- Température de stagnation, T_{02} , (K)
- Rendement hydraulique, η

Paramètre :

- Pression de stagnation, p_{01} , (Pa)
- Température de stagnation, T_{01} , (K)
- vitesse du son, a ($\frac{m}{s}$)
- Vitesse de rotation, Ω (rev/s)
- Viscosité dynamique, μ (Pa s)
- Débit massique, $\dot{m}$ (kg/s)
- Diamètre, D (m)
- Constante des gaz, R ($\frac{J}{kg K}$)

On définit les groupes de variables suivants :

- Taux de compression (pour les compresseurs): $\varepsilon_c = \frac{p_{02}}{p_{01}}$
- Taux de détente (pour les turbines): $\varepsilon_d = \frac{p_{01}}{p_{02}}$
- Rapport de température : $\frac{T_{02}}{T_{01}}$
- Coefficient de débit : $\frac{\dot{m}(R T_{01})^{1/2}}{p_{01} D^2}$
- Coefficient de vitesse : $\frac{\Omega D}{(R T_{01})^{1/2}}$

On peut établir des règles de similitude pour même machine (R et D sont constants) et mêmes coefficients.

On caractérise l'évolution thermodynamique dans une turbomachine par un rendement isentropique :

Pour une turbine : $\eta_i = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - 1}$

Pour un compresseur : $\eta_i = \frac{1 - \left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)}{1 - \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

1.4 Triangles de vitesses

La géométrie de l'écoulement à l'entrée et à la sortie d'un étage de turbomachine est décrite par les triangles de vitesse à ces stations. Les triangles de vitesse pour une turbomachine contiennent les trois composants suivants :

1. La vitesse absolue, c , du fluide
2. La vitesse relative (w ou v) du fluide ;
3. La vitesse périphérique, U , (ou la vitesse d'entraînement) liée à la rotation des aubages de la roue;

Avec: $\Omega = 2\pi N/60$, N : vitesse de rotation de la roue [tr/min],

$U = \Omega * r$, r : rayon de la roue [m].

Ces vitesses sont liées par l'équation vectorielle suivante.

$$\vec{c} = \vec{U} + \vec{W}$$

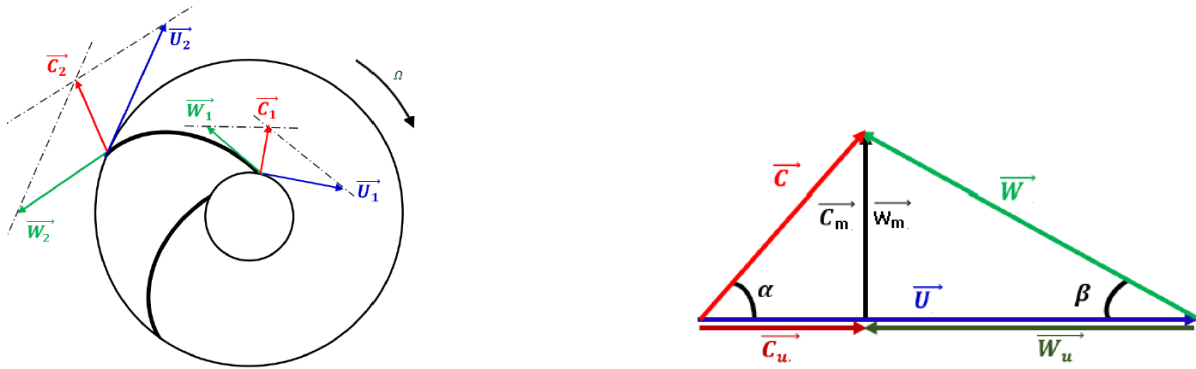


Fig.6 : Triangle des vitesses d'une turbomachine

L'angle α (angle de calage) est formé par les vitesses $\vec{U}$ et $\vec{c}$ et l'angle β (angle de construction) est formé par les vitesses $\vec{U}$ et $\vec{W}$. Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

- **Une composante méridienne ou radiale :**

$$c_m = c * \sin \alpha$$

$$c_m = \frac{Q_v}{A} = \frac{Q_v}{\pi D b}$$

D : Diamètre de la roue ;

b : Largeur des aubes (inter-aubes)

- **Une composante circumférentielle :**

$$c_u = c * \cos \alpha$$

1.5 Équation d'Euler des turbomachines

Pour une pompe ou un rotor de compresseur fonctionnant à la vitesse angulaire Ω , la puissance à laquelle le rotor travaille sur le fluide est :

$$P_c = M\Omega = \dot{m}(U_2 * c_{u2} - U_1 * c_{u1})$$

Où la vitesse de l'aube : $U = \Omega * r$

r : Rayon de la roue ;

Le travail effectué sur le fluide par unité de masse ou travail spécifique, ΔW_c , est :

$$\Delta W_c = \frac{P_c}{\dot{m}} = U_2 * c_{u2} - U_1 * c_{u1}$$

Cette équation est appelée l'équation de d'Euler pour une pompe ou un compresseur.

Pour une turbine, le travail spécifique, ΔW_t , est :

$$\Delta W_t = \frac{P_t}{\dot{m}} = U_1 * c_{u1} - U_2 * c_{u2}$$

A noter que, pour toute turbomachine adiabatique (turbine ou compresseur), en appliquant l'équation d'énergie à débit constant, donne :

$$\Delta W_x = (h_{01} - h_{02}) = U_1 * c_{u1} - U_2 * c_{u2}$$

References:

S L DIXON - Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery-Butterworth-Heinemann (1998)

S.L. Dixon and Cesare Hall (Auth.) - Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery-Butterworth-Heinemann (2014)

A. T. Sayers - Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines-McGraw-Hill Book Co Ltd (1990)

Cours d'Hydraulique, FST Tanger/Z. El felsoufi