Energie Hydro-électrique et éolienne

Sommaire

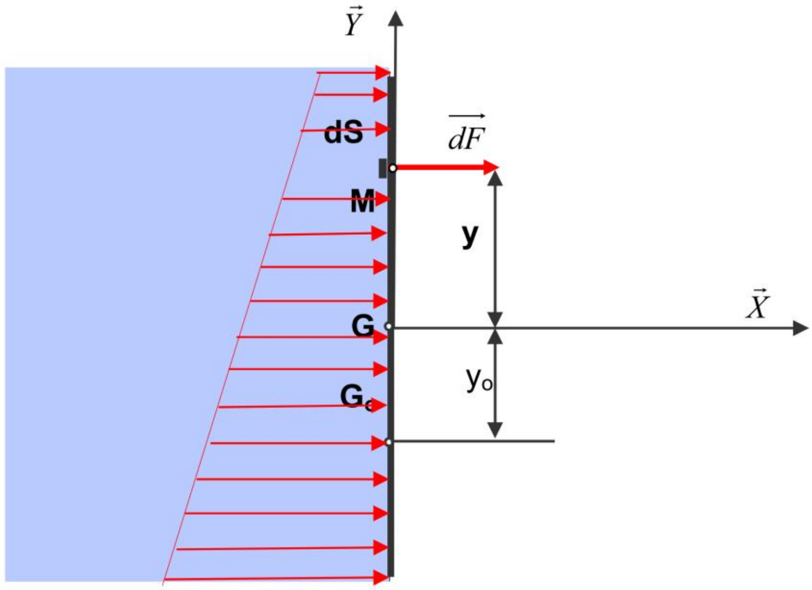
Chapitre I : Rappel Hydraulique générale

Chapitre I : Rappel Hydraulique générale et turbines

I.1. Rappel Hydraulique générale et Caractéristiques des écoulements

I.1.1. Poussée d'un fluide sur une paroi verticale

La paroi verticale possède un axe de symétrie (G, $\vec{Y}$). G est son centre de surface. D'un coté de la paroi il y a un fluide de poids volumique ϖ , de l'autre coté, il y a de l'air à la pression atmosphérique P_{atm}. On désigne par P_G la pression au centre de surface G du coté fluide.



Connaissant la pression P_G au point G, la pression P_M au point M est déterminée en appliquant la relation fondamentale de l'hydrostatique : $P_M - P_G = \varpi.(Y_G - Y_M)$

Dans le repère (G, $\vec{X}$, $\vec{Y}$, $\vec{Z}$) défini sur la figure : y_G=0 et y_M =y, donc $P_M = P_G - \varpi.y$

Exprimons la force de pression en M : $\overrightarrow{dF} = (P_G - \varpi.y).dS.\vec{X}$

Soit $\{\tau_{poussée}\}$ le torseur associé aux forces de pression relative :

$$\{\tau_{poussée}\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R} = \int_{(S)} \overrightarrow{dF} \\ \overrightarrow{M_G} = \int_s \overrightarrow{GM} \wedge \overrightarrow{dF} \end{array} \right\}_G$$

Résultante $\vec{R} = \int_{(S)} (P_G - \varpi . y).dS.\vec{X}$

que l'on peut écrire en mettant en facteur les termes constants :

$$\vec{R} = \left[P_G . \int_{(S)} dS - \varpi . \int_{(S)} y.dS \right] . \vec{X}$$

On note que $\int_{(S)} dS = S$ (aire de la paroi),

$\int_{(s)} y.dS = y_G.S = 0$: Moment statique de la surface S par rapport à l'axe (G,$\vec{Z}$), donc

$$\boxed{\vec{R} = P_G.S.\vec{X}}$$

Moment $\overrightarrow{M_G} = \int \overrightarrow{GM} \wedge \overrightarrow{dF}$

Dans le repère (G,$\vec{X}$, $\vec{Y}$,$\vec{Z}$) on peut écrire: $\overrightarrow{GM} = y.\vec{Y}$ et $\overrightarrow{dF} = (P_G - \varpi . y).dS.\vec{X}$,

donc $\overrightarrow{M_G} = \int_{(S)} \left[y.\vec{Y} \wedge (P_G - \varpi . y).dS.\vec{X} \right]$

Sachant que $\vec{Y} \wedge \vec{X} = -\vec{Z}$ donc $\overrightarrow{M_G} = \left[P_G . \int_{(S)} y.dS - \varpi . \int_{(S)} y^2.dS \right] . (-\vec{Z})$

On sait que $\int_{(S)} y.dS = y_G.S = 0$ et $\int_{(S)} y^2.dS = I_{(G,\vec{Z})}$: Moment quadratique de la surface S par rapport à l'axe (G,$\vec{Z}$) passant par le centre de surface G. Donc

$\boxed{\overrightarrow{M_G} = \varpi . I_{(G,\vec{Z})}.\vec{Z}}$ En résumé : $\boxed{\left\{ \tau_{poussee} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_G.S.\vec{X} \\ \varpi . I_{(G,\vec{Z})}.\vec{Z} \end{array} \right\}_G}$

Centre de poussée

On cherche à déterminer un point G_0 où le moment résultant des forces de pression est nul.

Compte tenu de l'hypothèse de symétrie, si ce point existe il appartient à l'axe $(G, \vec{Y})$ et il est tel que : $\overrightarrow{M_{G_0}} = \overrightarrow{M_G} + \overrightarrow{G_0G} \wedge \vec{R} = \vec{0}$.

Ecrivons alors que : $\overrightarrow{GG_0} \wedge \vec{R} = \overrightarrow{M_G}$

Avec les résultats précédents, on obtient : $y_0.\vec{Y} \wedge P_G.S.\vec{X} = \varpi.I_{(G,\vec{Z})}.\vec{Z}$,

ce qui conduit à $\boxed{y_0 = -\dfrac{\varpi.I_{(G,\vec{Z})}}{P_G.S}}$

G_o existe, il s'appelle le centre de poussée de la paroi.

<u>Remarque</u> : Le centre de poussée est toujours au-dessous du centre de surface G.

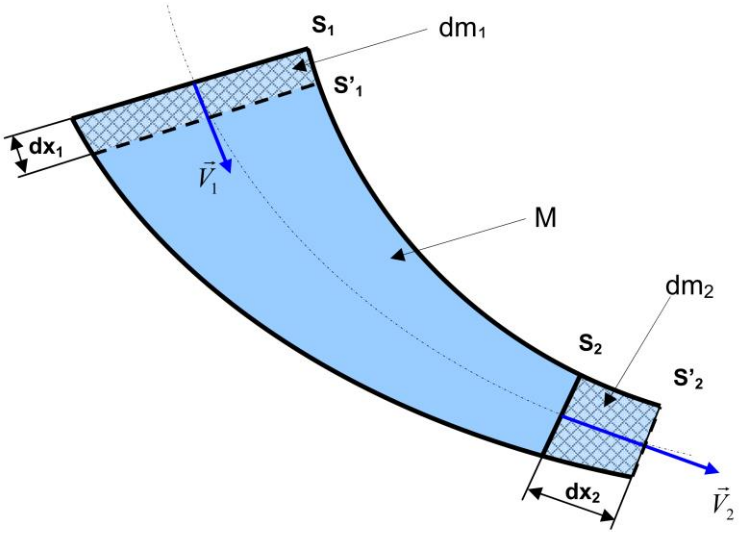
I.1.2. Dynamique des fluides incompressibles parfaits

On s'intéresse aux équations fondamentales qui régissent la dynamique des fluides incompressibles parfaits, en particulier :

- l'équation de continuité (conservation de la masse),
- le théorème de Bernoulli (conservation de l'énergie) et,
- le théorème d'Euler (conservation de la quantité de mouvement) à partir duquel on établit les équations donnant la force dynamique exercée par les fluides en mouvement (exemple les jets d'eau).

Équation de continuité

Considérons une veine d'un fluide incompressible de masse volumique ρ animée d'un écoulement permanent.



On désigne par :

- S_1 et S_2 respectivement la section d'entrée et la section de sortie du fluide à l'instant t,
- S'_1 et S'_2 respectivement les sections d'entrée et de sortie du fluide à l'instant t'=(t+dt),
- $\vec{V}_1$ et $\vec{V}_2$ les vecteurs vitesse d'écoulement respectivement à travers les sections S_1 et S_2 de la veine.
- dx_1 et dx_2 respectivement les déplacements des sections S_1 et S_2 pendant l'intervalle de temps dt,

- dm_1 : masse élémentaire entrante comprise entre les sections S_1 et S'_1,
- dm_2 : masse élémentaire sortante comprise entre les sections S_2 et S'_2,
- M : masse comprise entre S_1 et S_2,
- dV_1 : volume élémentaire entrant compris entre les sections S_1 et S'_1,
- dV_2 : volume élémentaire sortant compris entre les sections S_2 et S'_2,

A l'instant t : le fluide compris entre S_1 et S_2 a une masse égale à (dm_1+ M)

A l'instant t+dt : le fluide compris entre S'_1 et S'_2 a une masse égale à (M+ dm_2).

Par conservation de la masse: $dm_1 + M = M + dm_2$ en simplifiant par M on aura

$dm_1 = dm_2$ Donc $\rho_1.dV_1 = \rho_2.dV_2$ ou encore $\rho_1.S_1.dx_1 = \rho_2.S_2.dx_2$,

En divisant par dt on abouti à :

$$\rho_1.S_1.\frac{dx_1}{dt} = \rho_2.S_2.\frac{dx_2}{dt} \quad \Leftrightarrow \rho_1.S_1.V_1 = \rho_2.S_2.V_2$$

Puisque le fluide est incompressible : $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ On peut simplifier et aboutir à l'équation de continuité suivante : $\boxed{S_1.V_1 = S_2.V_2}$ (1)

Notion de débit

Le débit massique d'une veine fluide est la limite du rapport $\frac{dm}{dt}$ quand dt tend vers 0. $\boxed{q_m = \frac{dm}{dt}}$ où :

- q_m est la masse de fluide par unité de temps qui traverse une section droite quelconque de la conduite.
- dm : masse élémentaire en (kg) qui traverse la section pendant un intervalle de temps dt .
- dt : intervalle de temps en (s)

en tenant compte des équations précédentes on obtient :

$$q_m = \frac{dm}{dt} = \rho.S_1.\frac{dx_1}{dt} = \rho.S_2.\frac{dx_2}{dt} \quad (2)$$

avec : $\frac{dx_1}{dt} = V_1 = \left\|\overrightarrow{V_1}\right\|$: Vitesse moyenne d'écoulement de la veine fluide à travers S_1,

$\frac{dx_2}{dt} = V_2 = \left\|\overrightarrow{V_2}\right\|$: Vitesse moyenne d'écoulement de la veine fluide à travers S_2

D'après (2) : $q_m = \rho.S_1.V_1 = \rho.S_2.V_2$

Soit dans une section droite quelconque S de la veine fluide à travers laquelle le fluide s'écoule à la vitesse moyenne v : $\boxed{q_m = \rho.S.V}$ (3)

où : q_m : Débit massique en (kg/s)

ρ : Masse volumique en (kg/m^3)

S : Section de la veine fluide en (m^2)

V : Vitesse moyenne du fluide à travers (S) en (m/s)

Le débit volumique d'une veine fluide est la limite du rapport $\frac{dV}{dt}$ quand dt tend vers 0. $\boxed{q_v = \frac{dV}{dt}}$ Où :

- q_v : Volume de fluide par unité de temps qui traverse une section droite quelconque de la conduite.
- dV : Volume élémentaire, en (m^3), ayant traversé une surface S pendant un intervalle de temps dt,
- dt : Intervalle de temps en secondes (s),

D'après la relation (3) et en notant que $dV = \frac{dm}{\rho}$ on peut écrire également que

$q_v = \frac{q_m}{\rho}$ soit $\boxed{q_v = S.V}$

A partir des relations précédentes on peut déduire facilement la relation entre le débit massique et le débit volumique : $\boxed{q_m = \rho.q_v}$

Théorème de Bernoulli (écoulement sans échange de travail)

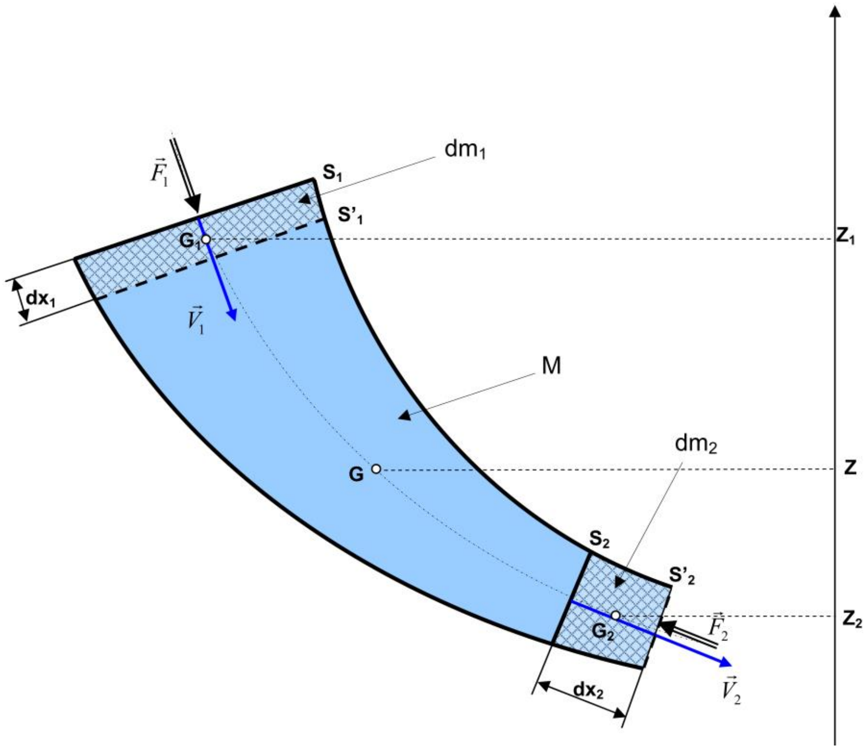
Reprenons le schéma de la veine fluide du paragraphe 3 avec les mêmes notations et les hypothèses suivantes:

- Le fluide est parfait et incompressible.
- L'écoulement est permanent.
- L'écoulement est dans une conduite parfaitement lisse.

On considère un axe $\vec{Z}$ vertical dirigé vers le haut.

On note Z_1, Z_2 et Z respectivement les altitudes des centres de gravité des masses dm_1, dm_2 et M.

On désigne par F_1 et F_2 respectivement les normes des forces de pression du fluide agissant au niveau des sections S_1 et S_2.



Par conservation de la masse : $dm_1 = dm_2 = dm$ et puisque le fluide est incompressible : $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, On aboutie à l'équation de Bernoulli :

$$\boxed{\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(Z_2 - Z_1) = 0} \quad (4)$$

L'unité de chaque terme de la relation (4) est le joule par kilogramme (J/kg)

D'après la relation (4) on peut alors écrire : $\boxed{\frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + g.z_2 = \frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + g.z_1}$

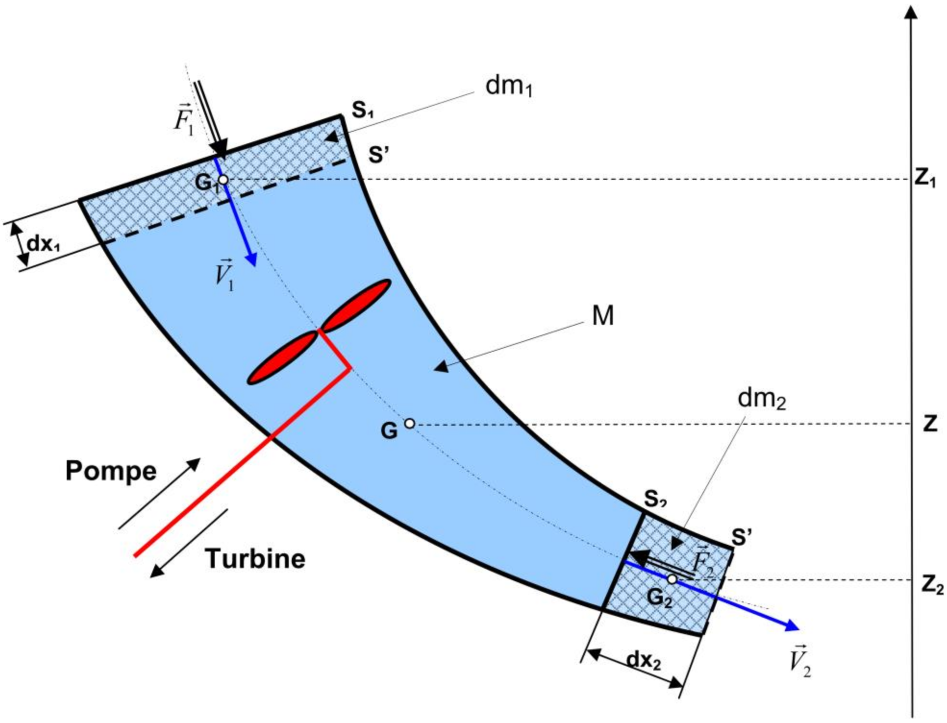
Théorème de Bernoulli (écoulement avec échange de travail)

Reprenons le schéma de la veine fluide du paragraphe 4 avec les mêmes notations et les mêmes hypothèses. On suppose en plus qu'une machine hydraulique est placée entre les sections S_1 et S_2. Cette machine est caractérisée par une puissance nette P_{net} échangée avec le fluide, une puissance sur l'arbre P_a et un certain rendement η.Cette machine peut être soit une turbine soit une pompe.

- Dans le cas d'une pompe : le rendement est donné par l'expression suivante : $\boxed{\eta = \frac{P_{net}}{P_a}}$
- Dans le cas d'une turbine : le rendement est donné par l'expression suivante : $\boxed{\eta = \frac{P_a}{P_{net}}}$

Entre les instant t et t'=(t+dt), le fluide a échange un travail net $W_{net} = P_{net}.dt$ avec la machine hydraulique. W_{net} est supposé positif s'il s'agit d'une pompe et négatif s'il s'agit d'une turbine.

On désigne par F_1 et F_2 respectivement les normes des forces de pression du fluide agissant au niveau des sections S_1 et S_2.



on aboutie à l'équation de Bernoulli : $\boxed{\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(Z_2 - Z_1) = \frac{P_{net}}{q_m}}$ (5)

Théorème d'Euler

Une application directe du théorème d'Euler est l'évaluation des forces exercées par les jets d'eau. Celles-ci sont exploitées dans divers domaines : production de l'énergie électrique à partir de l'énergie hydraulique grâce aux turbines, coupe des matériaux, etc. Le théorème d'Euler résulte de l'application du théorème de quantité de mouvement à l'écoulement d'un fluide :

$\sum \vec{F}ext = \frac{d\vec{P}}{dt}$; avec $\vec{P} = m\vec{V}_G$: quantité de mouvement.

Ce théorème permet de déterminer les efforts exercés par le fluide en mouvement sur les objets qui les environnent.

I.2. Rappels sur les turbomachines

Les turbomachines forment une catégorie importante d'appareils transformatrice d'énergie par l'utilisation d'un fluide. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin turbinis qui signifie qui tourne ou alors en rotation. Historiquement il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur de mines Claude Burdin (1790-1873).

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie. Essentiellement, ou distingue trois types d'applications :

Production d'électricité *:* turbines à gaz, turbines à vapeur, turbines hydrauliques;

Propulsion *:* turbines à gaz d'aviation, turbines à gaz de navires;

Industrie lourde *:* compresseurs centrifuges, turbo-compresseur pour moteur diesel, turbines à vapeur, turbines à gaz, pompes et ventilateurs.

Classification des Turbomachine

De nombreux critères servent à classer les turbomachines, les plus importants sont les suivants

Selon le sens du transfert d'énergie : On divise alors les turbomachines en deux catégories principales

- Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ;
- Les turbomachines des quelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbines.

Selon la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine : Selon ce critère on a

- Les turbomachines **axiales** dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine ;
- Les turbomachines **radiales** ou **centrifuges** dans lesquelles une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction normale à l'axe de rotation ou radiale ;
- **Les turbomachines mixtes (Hélicoïdale) dans lesquelles la direction de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.**

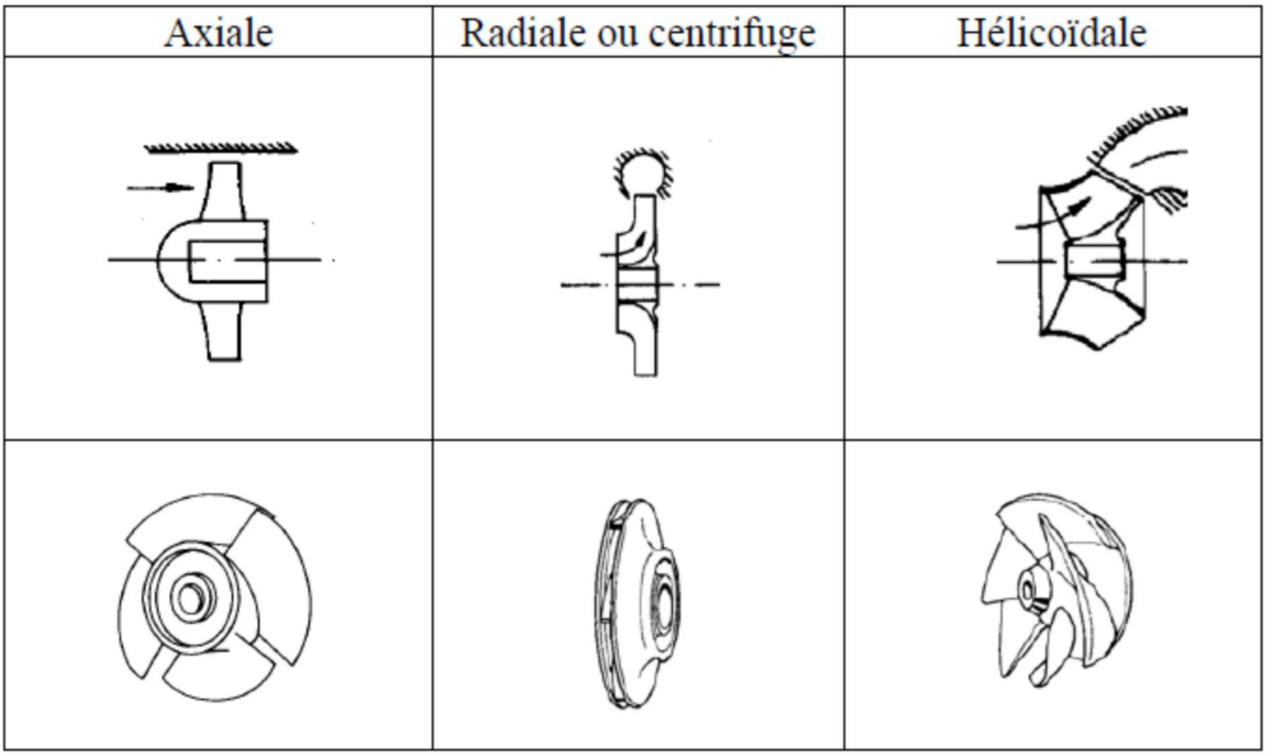


Figure trajets du fluide dans une turbomachine.

Selon la nature du transfert énergétique : En particulier on trouve

- les turbomachines à **impulsion** ou à **action** dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression ;
  - **les turbomachines à réaction dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraine une chute de pression sans aucune variation de vitesse ;**
  - **les turbomachines de type combiné dans lesquelles le fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.**

Selon le type d'installation : On distingue deux types

- les turbomachines **encastrées** telles que les pompes centrifuges, les turbines à gaz etc., où le fluide circule à l'intérieur de conduits ;
- les turbomachines **en veine libre** telles que les éoliennes, les hélices d'avion ou de navire.

Selon la nature du fluide : Le fluide peut être compressible ou incompressible

- Le fluide compressible subit des variations dans sa masse volumique ρ dont il faut tenir compte surtout si elles sont importantes.
- Le fluide incompressible ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique.

Selon la fonction de la machine : Il s'agit de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou réciproquement.

- Si la transformation se fait de l'énergie mécanique en énergie hydraulique (énergie fluide), la machine est dite motrice. Une pompe, un ventilateur, un compresseur,…, font partie de ce type de machine.
- Si la transformation se fait de l'énergie hydraulique en énergie mécanique, la machine est dite réceptrice. Une turbine hydraulique, éolienne,…sont des exemples de ce type de machine.

Eléments constitutifs des turbomachines

Une turbomachine se compose essentiellement 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 jusqu'à l'entrée du rotor en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

Le rotor : qui est l'organe dont lequel s'effectue l'échange d'énergie. Dans une machine réceptrice, l'énergie fournie par le moteur d'entrainement y est communiquée au fluide tandis qu'inversement dans une machine motrice, le rotor reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

Le diffuseur : dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée.

Les trois organes n'existent pas dans toutes les turbomachines. Le rotor est toujours présent puisqu'il, constitue l'organe essentiel de la transmission d'énergie. Dans les pompes et les ventilateurs, le distributeur et souvent réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non. Chaque étage d'une machine multicellulaire ne comporte en générale que deux éléments, soit le rotor précédé d'un distributeur, soit le rotor suivi d'un diffuseur.

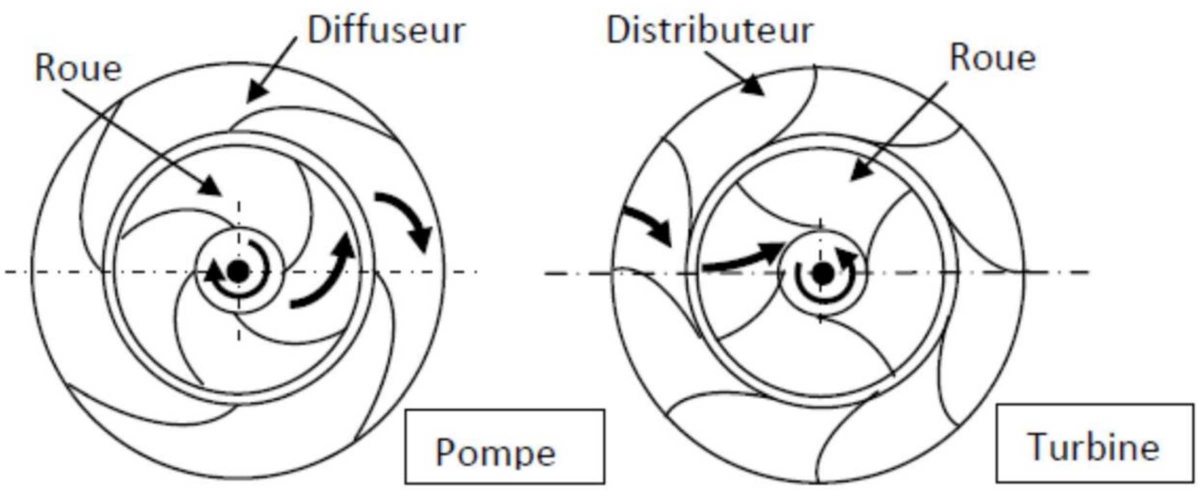


Figure Eléments constitutifs des turbomachines

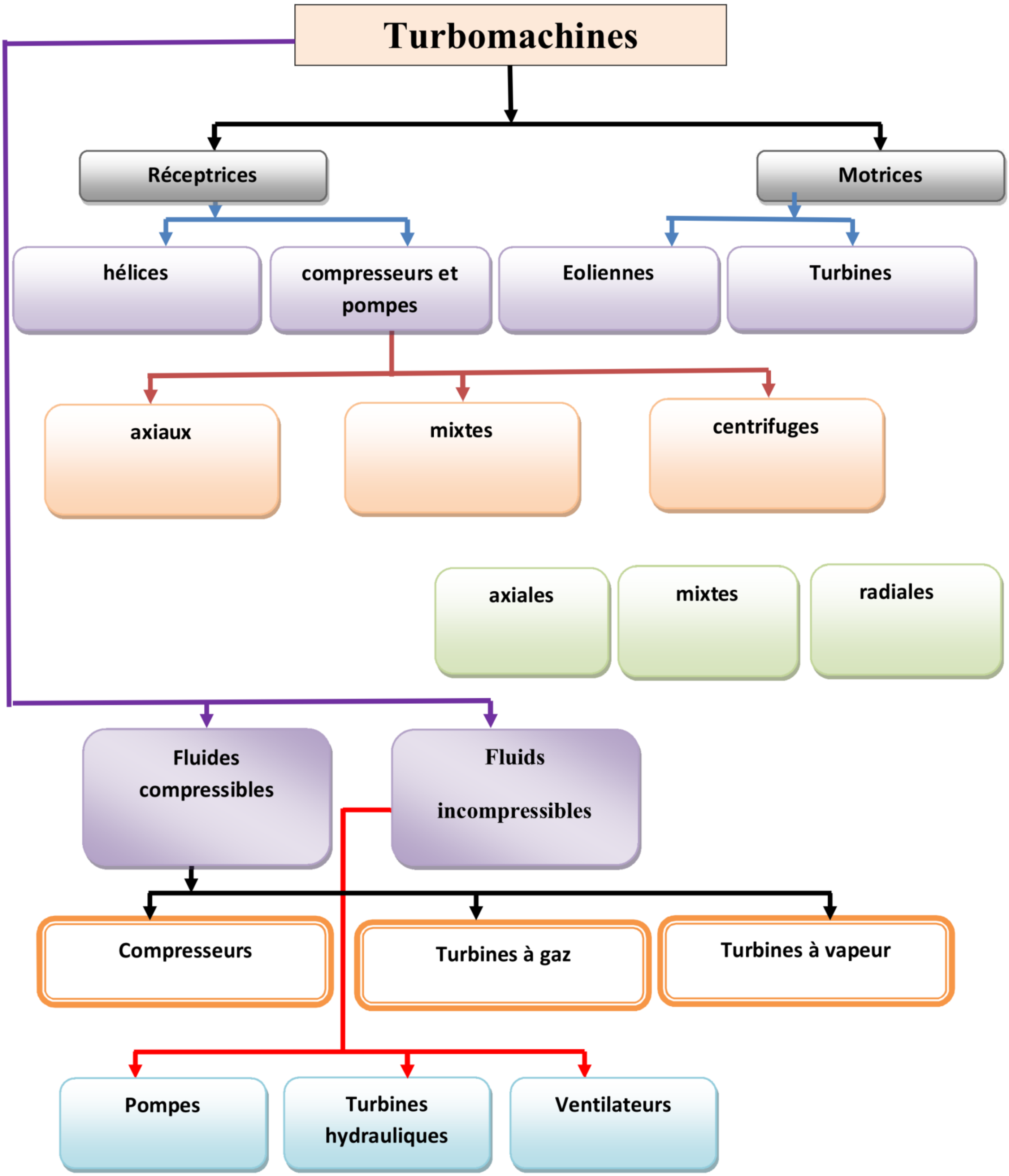
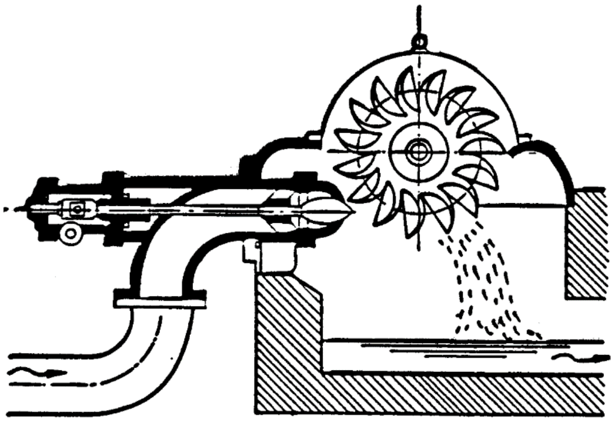


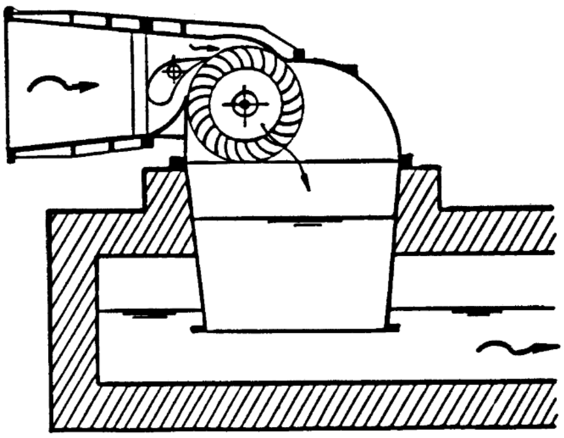
Figure classification générale des turbomachines.

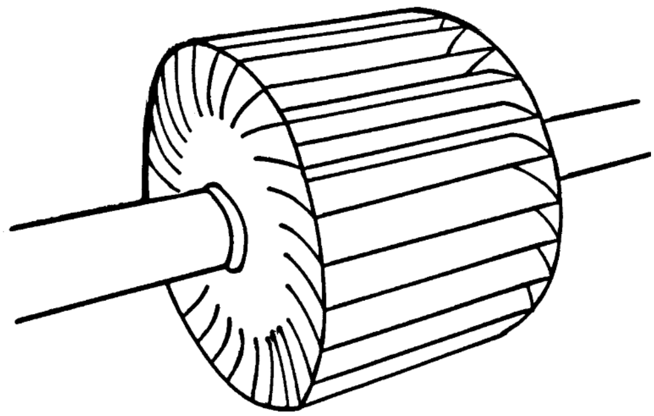
Résumé des principaux types de turbines hydrauliques



Turbine PELTON

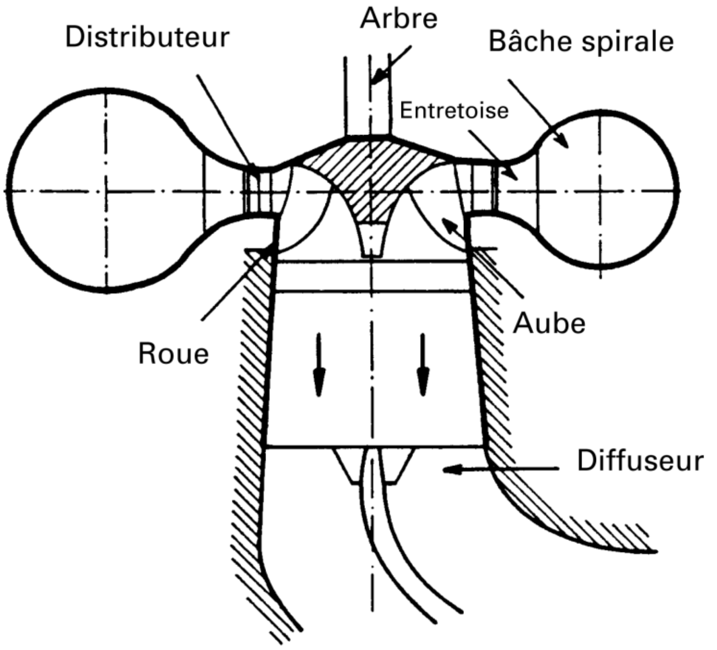
Q petit N_s = 6 60
H grand n_q = 2 20
ν = 0.01 0,11

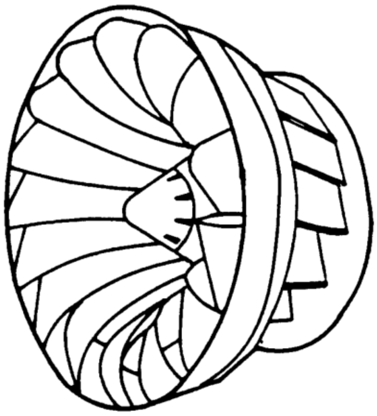




Turbine CROSSFLOW

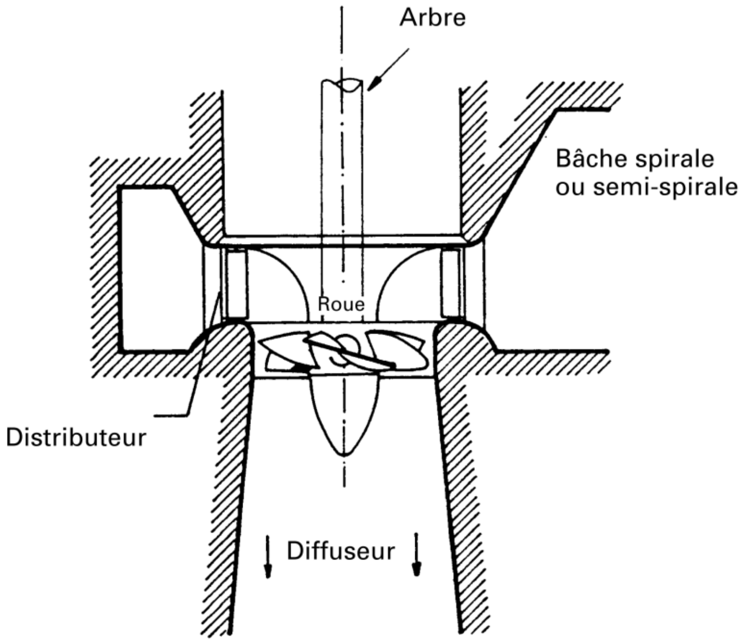
Q petit à moyen N_s = 30 210
H moyen à petit n_q = 10 70
ν = 0,06 0,45

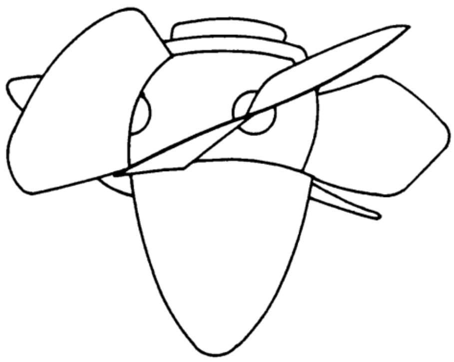




Turbine FRANCIS

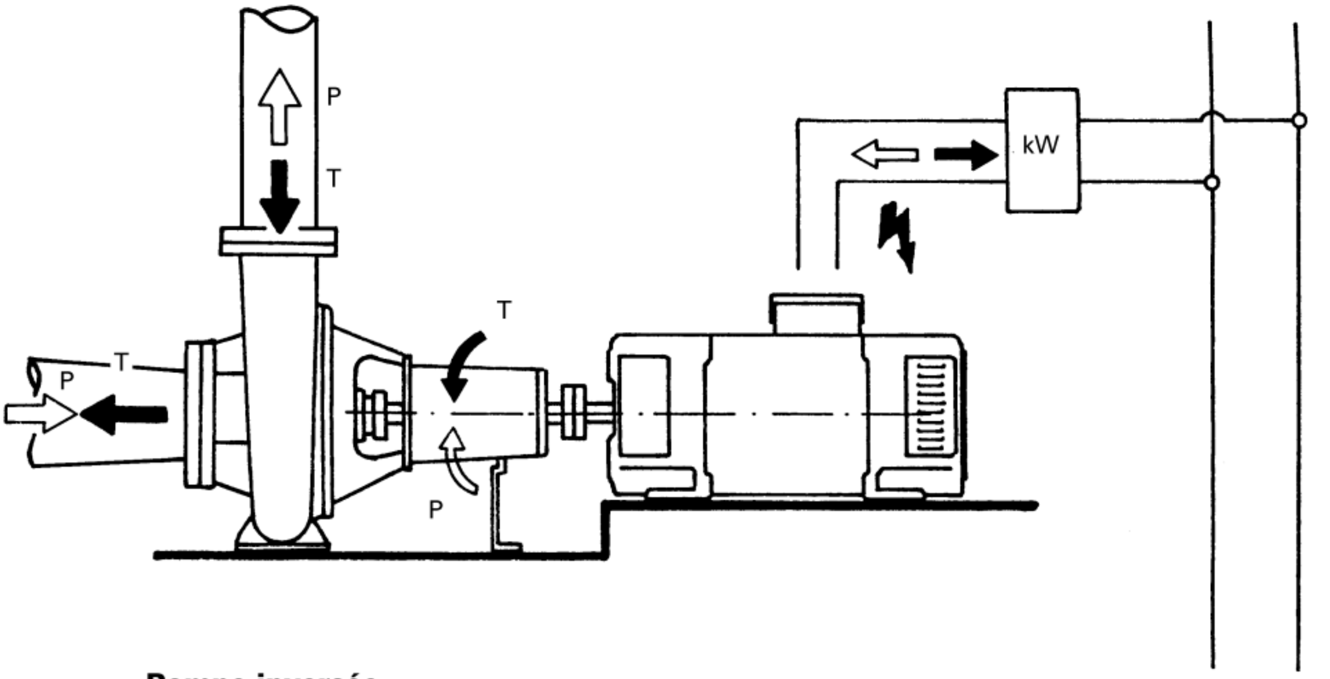
Q moyen	N_s	= 50 350
H moyen	n_q	= 16 120
	ν	= 0,1 0,75





Turbine KAPLAN

Q grand	N_s	= 200 950
H petit	n_q	= 65 300
	ν	= 0,4 2,0



Pompe inversée

P : fonctionnement en pompe
T : fonctionnement en turbine

Q faible à moyen — N_s = 15.... 300
H grand à moyen — n_q = 5 100
ν = 0,032 0,634

I.3. Dimensionnement et calcul des turbines

À présent, nous allons porter notre attention sur les principes fondamentaux à partir desquels sont conçues les pompes, les souffleries, les turbines et les hélices. Les bases essentielles de cette étude reposent sur les principes d'évolution de la quantité de mouvement en fonction de l'impulsion (chapitre 13) du *tourbillon forcé* (chapitre 5) et sur les lois de la similitude (chapitre 6). Les turbines hydrauliques et les pompes centrifuges modernes sont des machines de grand rendement ayant des caractéristiques peu différentes les unes des autres. Pour chaque appareil, il y a un rapport défini entre la vitesse de rotation N, le débit Q, la hauteur de charge H, le diamètre D de l'élément tournant et la puissance P.

POUR DES VEINES TOURNANTES, le couple et la puissance produite se calculent par :

$$\text{couple } T \text{ (en N}\cdot\text{m)} = \rho Q(V_2 r_2 \cos\alpha_2 - V_1 r_1 \cos\alpha_1) \qquad (1)$$

et

$$\text{puissance } P \text{ (en N}\cdot\text{m)} = \rho Q(V_2 u_2 \cos\alpha_2 - V_1 u_1 \cos\alpha_1) \qquad (2)$$

Les formules ainsi que les notations employées ont été expliquées dans le problème 14.1.

ROUES À EAU, TURBINES, POMPES ET SOUFFLERIES

Celles-ci sont caractérisées par certaines constantes qu'on calcule couramment. On en étudiera les détails dans le problème 14.5.

1. Le *facteur de vitesse* ϕ est défini par :

$$\phi = \frac{\text{vitesse à la périphérie de l'élément tournant}}{\sqrt{2gH}} = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \tag{3}$$

où u = rayon de l'élément tournant (en m) × vitesse angulaire en radians/s = $r\omega$ (m/s).
Ce facteur s'exprime aussi comme :

$$\phi = \frac{\text{diamètre en m} \times \text{nombre de tours par minute}}{84{,}60\sqrt{H}} = \frac{D_1 N}{84{,}6\sqrt{H}} \tag{4}$$

2a. Le *rapport de vitesse* peut s'exprimer par :

$$\frac{\text{diamètre } D \text{ en m} \times \text{vitesse } N \text{ en tours par minute}}{\sqrt{g \times \text{hauteur } H \text{ en m}}} = \text{constante } C'_N \tag{5a}$$

On a aussi
$$H = \frac{D^2 N^2}{C_N^2} \tag{5b}$$
où g est inclu dans le coefficient C_N.

2b. La *vitesse unitaire* est définie comme étant la vitesse d'un élément tournant géométriquement semblable (homologue) ayant un diamètre de 1 m fonctionnant sous une charge de 1 m. On exprime généralement cette vitesse unitaire (N_u en tours/min) en fonction de D_1 en m et de N en tours/min. Ainsi

$$N_u = \frac{D \text{ en m} \times \text{tours/min.}}{\sqrt{H}} = \frac{D_1 N}{\sqrt{H}} \ (\text{tours/min})(\text{m}^{-1/2}) \tag{6a}$$

Ainsi,
$$N = N_u \frac{\sqrt{H}}{D_1} \tag{6b}$$

3a. La *relation des débits* peut s'exprimer par :

$$\frac{\text{débit } Q \text{ en m}^3/\text{s}}{(\text{diamètre } D \text{ en m})^2 \sqrt{\text{hauteur } H \text{ en m}}} = \text{constante } C_Q \tag{7a}$$

Alors :
$$Q = C_Q D^2 \sqrt{H} = C_Q D^2 \left(\frac{D_N}{C_N}\right) = C'_Q D^3 N \tag{7b}$$

Ainsi, le coefficient C_Q peut aussi s'exprimer en prenant comme unité de débit le l/min. Lorsqu'on prend les coefficients dans des textes ou des manuels, on doit vérifier les unités afin d'éviter les erreurs. Si C_q est le même pour deux unités homologues, alors C_N et C_P et le rendement seront les mêmes, sauf quand il s'agit de fluides très visqueux.

3b. Le *débit unitaire* est défini comme le débit d'un élément tournant homologue de 1 m de diamètre, fonctionnant sous une charge de 1 m. Le débit unitaire en m³/s s'écrit :

$$Q_u = \frac{\text{débit } Q \text{ en m}^3/\text{s}}{(\text{diamètre } D \text{ en m})^2 \sqrt{\text{hauteur } H \text{ en m}}} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \ \text{m}^3/\text{s}(\text{m}^{-5/2}) \tag{8a}$$

Aussi,
$$Q = Q_u D_1^2 \sqrt{H} \tag{8b}$$

4a. La *relation des puissances*, obtenue en prenant les valeurs de Q et de H des équations (*5a*) est

$$\text{puissance } P = \frac{\rho g Q H}{e} = \frac{\rho g (C_Q D^2 \sqrt{H}) H}{e} = C_p D^2 H^{3/2} \tag{9a}$$

Alors, $$P_{(W)} = \frac{\rho g(C'_Q D^3 N)}{e} \; \frac{D^2 N^2}{g(C'_N)^2} = C'_P \rho D^5 N^3 \tag{9b}$$

4b. La *puissance unitaire* est définie comme étant la puissance produite par un élément tournant homologue de 1 m de diamètre fonctionnant sous une hauteur de charge de 1 m. La puissance unitaire P_u est

$$P_u = \frac{P}{D_1^2 H^{3/2}} \text{ kW(m}^{-7/2}) \quad \text{et} \quad P = P_u D_1^2 H^{3/2} \tag{10}$$

VITESSE SPÉCIFIQUE

On définit la vitesse spécifique comme étant la vitesse d'un élément tournant homologue de diamètre tel qu'il produise 1 kW pour une charge de 1 m (voir le problème 14.5). La vitesse spécifique N_S peut s'exprimer sous deux formes, comme suit :

1. Pour les *turbines* :

$$N_S = \frac{N\sqrt{P}}{\sqrt{\rho}(gH)^{5/4}}, \text{ qui représente l'équation générale} \tag{11a}$$

Aussi, $$N_S = N_u\sqrt{P_u} = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} \text{ est d'application courante} \tag{11b}$$

2. Pour les *pompes* et *souffleries* :

$$N_S = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \text{ représente l'équation générale} \tag{12a}$$

Aussi $$N_S = N_u\sqrt{Q_u} = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ est d'application courante.} \tag{12b}$$

RENDEMENT

Le rendement s'exprime par un rapport. Il varie avec la vitesse et le débit.
Pour les *turbines*,

$$\text{le rendement d'ensemble } e = \frac{\text{puissance à l'arbre}}{\text{puissance fournie par l'eau}} \tag{13}$$

$$\text{rendement hydraulique } e_h = \frac{\text{puissance utilisée par l'unité}}{\text{puissance fournie par l'eau}}$$

Pour les *pompes*,

$$\text{le rendement } e = \frac{\text{puissance fournie}}{\text{puissance consommée}} = \frac{\rho g Q H}{\text{puissance consommée}} \tag{14}$$

CAVITATION

La cavitation provoque la destruction rapide du métal dans les rotors de pompes, dans les rotors et aubes des turbines, dans les tubes de Venturi, et quelquefois dans les canalisations. Elle se produit quand la pression du liquide tombe en dessous de sa pression de vapeur.

PROPULSION PAR HÉLICES

La propulsion par hélices a été la source du mouvement des avions et des bateaux pendant longtemps. De plus, les hélices sont utilisées comme ventilateurs et comme moyen de capter la puissance du vent. On ne va pas ici entreprendre l'étude de la conception des hélices, mais les expressions de la poussée et de la puissance sont du domaine de la mécanique des fluides. De telles expressions, établies dans le problème 14.23, sont :

$$\text{poussée } F = \rho Q(V_{\text{finale}} - V_{\text{initiale}}) \text{ en N} \tag{15}$$

$$\text{puissance fournie } P_0 = \rho Q(V_{\text{finale}} - V_{\text{initiale}})V_{\text{initiale}} \tag{16}$$

$$\text{puissance consommée } P_i = \rho Q\left(\frac{V_{\text{finale}}^2 - V_{\text{initiale}}^2}{2}\right) \tag{17}$$

$$\text{rendement } e = \frac{\text{puissance fournie}}{\text{puissance consommée}} = \frac{2V_{\text{initiale}}}{V_{\text{finale}} + V_{\text{initiale}}} \tag{18}$$

LES COEFFICIENTS DES HÉLICES mettent en jeu la poussée, le couple et la puissance. On peut les exprimer comme suit :

$$\text{coefficient de poussée } C_F = \frac{\text{poussée } F \text{ (en N)}}{\rho N^2 D^4} \tag{19}$$

Des valeurs élevées de C_F donnent une bonne propulsion.

$$\text{coefficient de moment } C_T = \frac{\text{couple } T \text{ (en N} \cdot \text{m)}}{\rho N^2 D^5} \tag{20}$$

Des valeurs élevées de C_T sont courantes pour les turbines et les éoliennes.

$$\text{coefficient de puissance } C_p = \frac{\text{puissance } P \text{ (en W)}}{\rho N^3 D^5} \tag{21}$$

Ce dernier coefficient est de même forme que l'équation (*9b*) ci-dessus.

Les trois coefficients sont sans dimensions si N s'exprime en tours/s, ou Hz.