

CHAPITRE II

1. PERTES DE CHARGES :

1.1 Pertes de charges linéaires :

Appelées aussi pertes de charges régulières ou systématiques, elles sont dues à la perte d'énergie nécessaire pour vaincre les forces de frottement internes (viscosité / turbulence).

L'expérience montre que la perte de charge dans un tube est :

- ✓ proportionnelle à la longueur L du tube ;
- ✓ inversement proportionnelle au diamètre D du tube ;
- ✓ proportionnelle au carré de la vitesse moyenne débitante v_m du fluide ;
- ✓ proportionnelle à un coefficient sans dimension noté f

$$J_f = f \frac{L v_m^2}{D 2}$$

(en Joule / kg)

$$P_f = f \frac{L}{D} \rho \frac{v_m^2}{2}$$

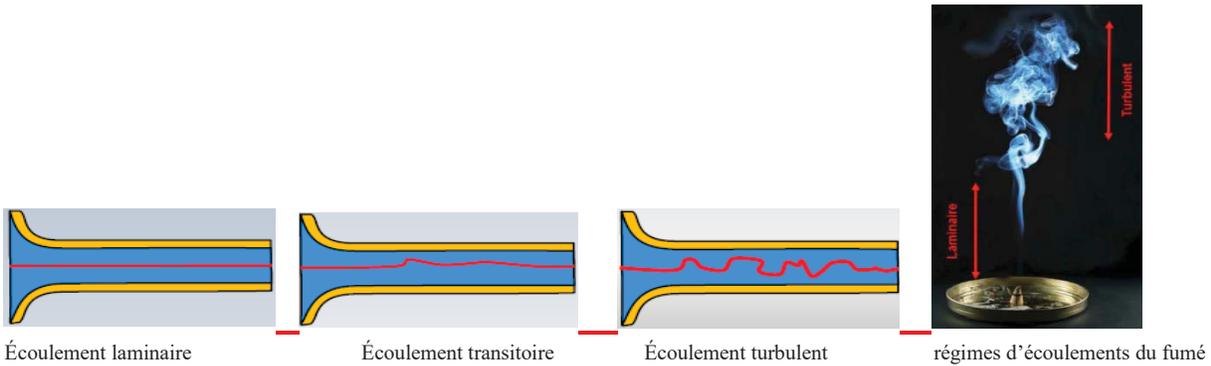
(en Pascal)

$$h_f = f \frac{L v_m^2}{D 2g}$$

(en Mètre de fluide)

Le coefficient sans dimension f dépend du type d'écoulement : écoulement **laminaire** ou écoulement **turbulent**.

Dans une conduite cylindrique, il a injecté un colorant et a identifié les régimes suivants :



Le paramètre qui permet de déterminer le type d'écoulement est le nombre sans dimension appelé

Nombre de Reynolds.
$$Re = \frac{v_m D}{\nu} = \rho \frac{v_m D}{\mu}$$

Avec :

v_m = vitesse moyenne débitante en (m/s) ;

ν = viscosité cinématique du fluide en (m²/s) (stocke : st) ;

μ = viscosité dynamique du fluide en (Newton. Seconde /mètre) (Poiseuil : PI) ;

ρ = masse volumique du fluide en (m³/s).

.Si Re est faible, c.à.d. $Re < 2300$ l'écoulement est laminaire et. $f = \frac{64}{Re}$

Si Re est grand, c.à.d. $Re > 4200$, l'écoulement est turbulent et

$$f = f \left(Re \text{ et } \frac{\varepsilon}{D} \text{ rugosité relative de la conduite} \right)$$



Dans ce cas A est donné par des abaques (Abaque de Moody-Mourine) ou des relations semi-empiriques (Relation de Blasius par exemple : $f=0,316(Re)^{-0,25}$)

Cyril Colebrook (1939) a intégré en une seule relation les résultats pour les parois lisses et totalement rugueuses. On peut ainsi calculer le coefficient de frottement f sans avoir à distinguer le type de paroi

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right]$$

ε : rugosité
 f : frottement
 D : Diamètre
 Re : Reynolds

On note, cependant, que l'inconnue f apparaît dans les deux membres de cette équation non linéaire. Il faut donc procéder par itération pour trouver f .

Pour rendre la tâche pratique, en 1944 Lewis.F.Moody a tracé la formule de Colebrook sous forme d'abaque

Matériau	Verre, laiton, cuivre	Fonte asphaltée	Fer galvanisé	Fer forgé	Béton	Acier rivé	Métal ondulé	Acier commercial standard	PVC
Rugosité ε (mm)	0.0015	0.12	0.15	0.26	0.18 : 0.6	0.9 : 9.0	45	0.045	0.12

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right]$$

Abaque de Moody ↓

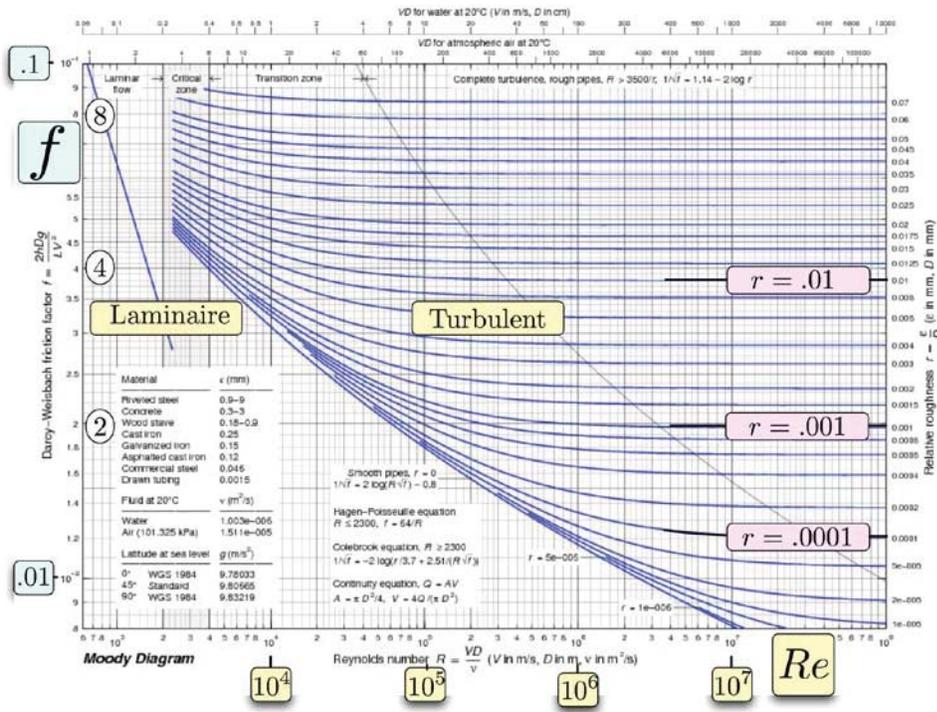


Fig ... Abaque de Moody

a) Conduite hydrauliquement lisse

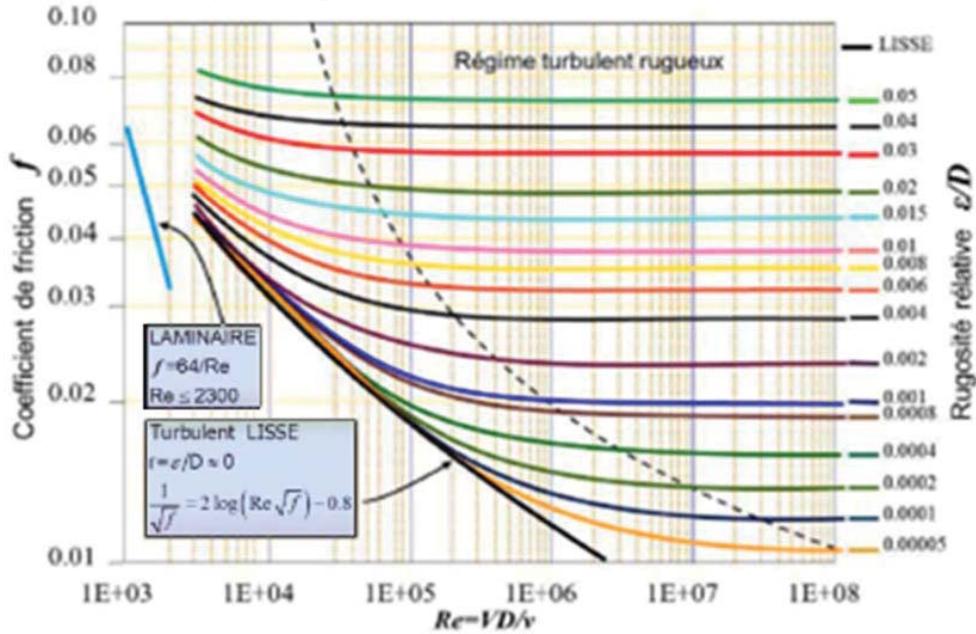
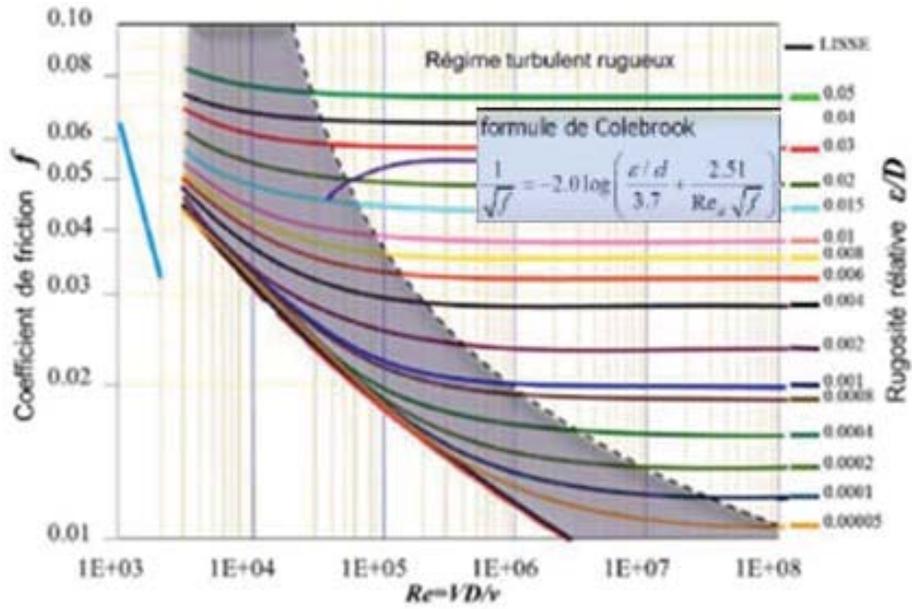


fig : a écoulement laminaire et turbulent lisse

$f = f(Re)$



b) Conduite partiellement rugueuse

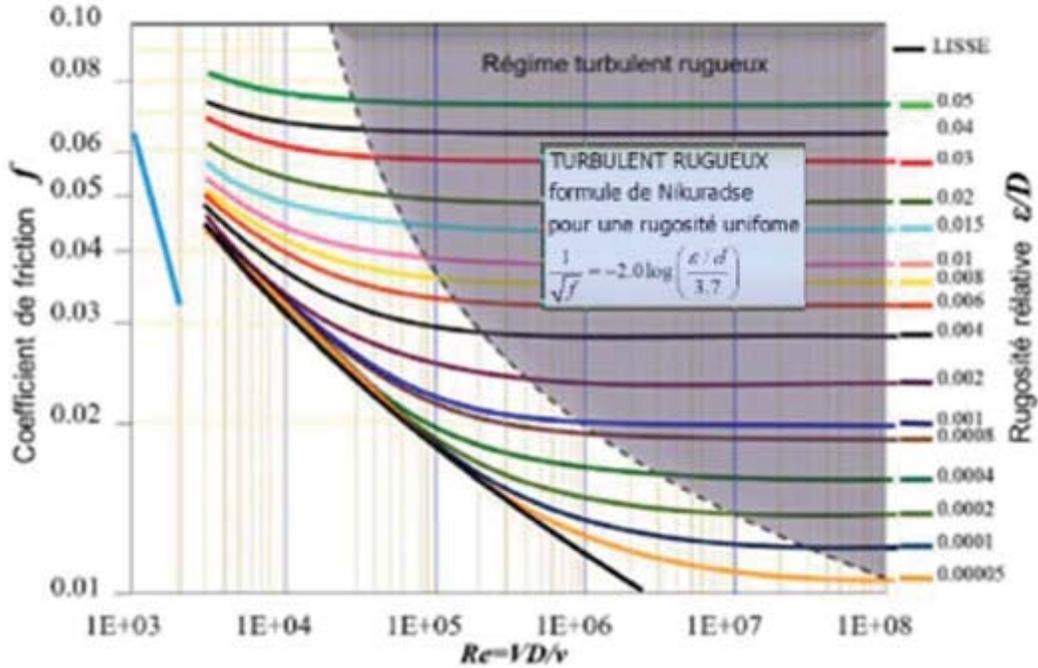


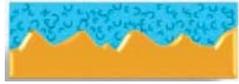
$f = f\left(\text{Re}, \frac{\epsilon}{D}\right)$



fig: Conduite partiellement rugueuse

c) Conduite totalement rugueuse



fig; Conduite totalement rugueuse $f = f\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$ 

Formules explicites

Heinrich Blasius a proposé une première formule explicite simple pour le calcul du coefficient f de Darcy-Weisebach pour des écoulements turbulents, notamment :

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}}$$

mais elle n'est valide que pour $Re \leq 10^5$ et pour des conduites lisses, c'est-à-dire, sans considérer la rugosité à la paroi.

A partir des années 1970 des nouvelles formules explicites, incluant l'effet de la rugosité, ont fait leur apparition pour obtenir le coefficient de friction f défini implicitement dans la formule de **Colebrook**. La première a été introduite par **Swamee-Jain en 1976**, suivi par celle de **Haaland en 1983**. Cette dernière affiche une légère augmentation de la précision. D'autres formules ont été proposées par la suite, mais sans établir une différence substantielle sur la précision. Parmi les dernières, on note celle de **Fang, présentée en 2011**

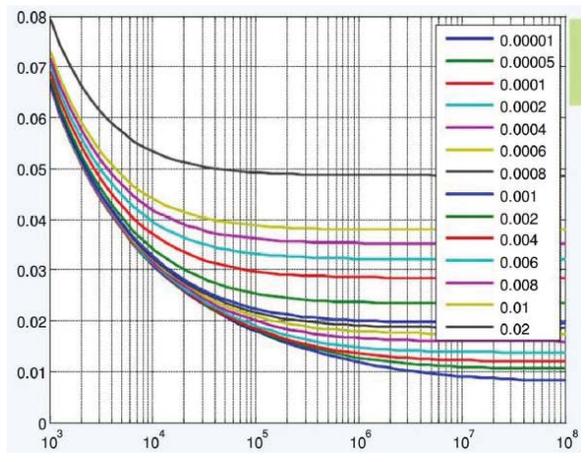
Swamee-Jain(1976)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$Q = -2.22D^{5/2} \sqrt{\frac{gh_f}{L}} \log\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{1.78\nu}{Q^{2/3} \sqrt{\frac{gh_f}{L}}} \right)$$

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_f} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_f} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$\varepsilon/D = 0.000001-0.05$
 $Re = 5.10^3 - 10^8$



St Eb Haaland (1983)

$\varepsilon/D = 0.000001-0.05$

$Re = 4.10^3 - 10^8$

$$f = \frac{0.3086}{\left[\log\left(\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right) \right]^2}$$

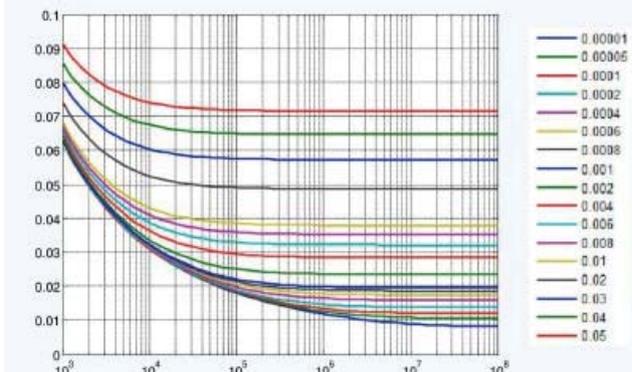
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log\left[\left(\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right) \right]$$

Fang (2011)

$\varepsilon/D = 0.000001-0.05$

$Re = 4.10^3 - 10^8$

$$f = 1.613 \left[\ln \left(0.234 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1.1007} - \frac{60.525}{Re^{1.1105}} + \frac{56.291}{Re^{1.0712}} \right) \right]^{-2}$$



1.2 Pertes de charges singulières :

Appelées aussi pertes de charges localisées, elles sont dues aux formes des tuyaux (raccords, coudes, robinets, filtres ...) et aux variations brusques de sections et de direction .elles sont données par les relations :

$$J_s = \xi \frac{v_m^2}{2}$$

(en Joule / kg)

$$P_s = \xi \rho \frac{v_m^2}{2}$$

(en Pascal)

$$h_s = \xi \frac{v_m^2}{2g}$$

(en Mètre de fluide)

Les valeurs de ξ sont calculées d'après les formules suivantes

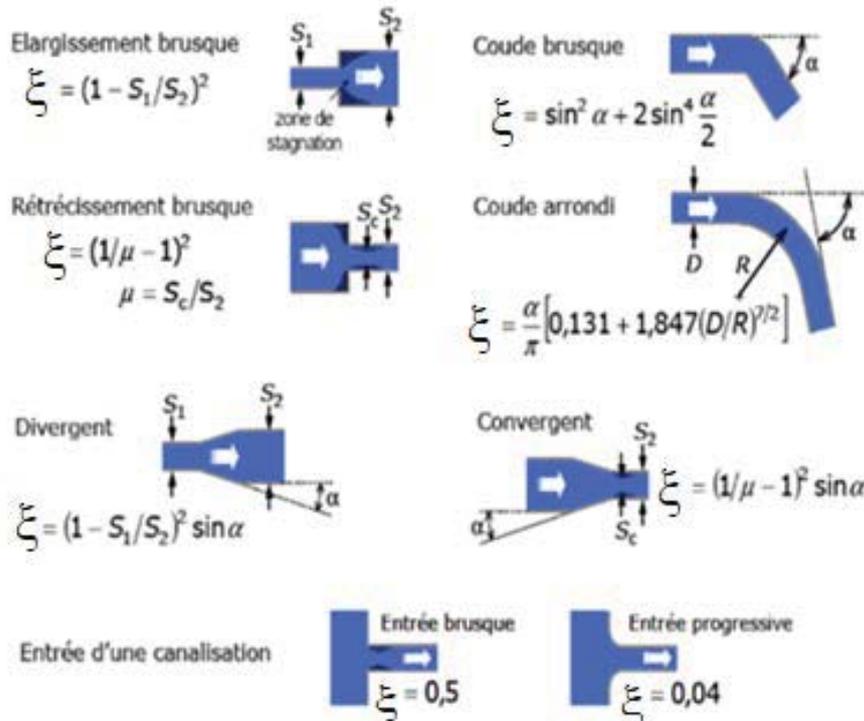


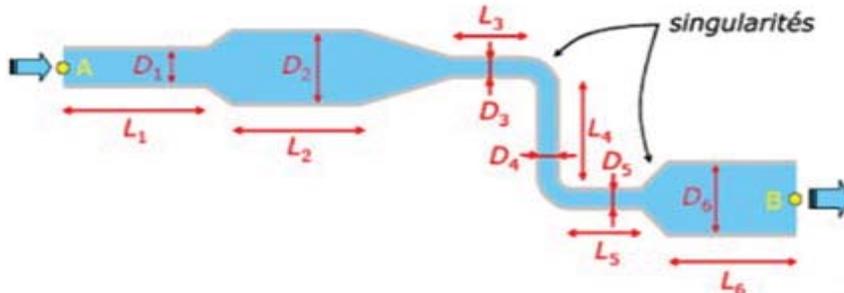
Fig. : valeur de ξ suivant les variations brusques de sections et de direction

1.3 Pertes de charges Totales dans un circuit hydraulique :

C'est la somme des pertes de charges linéaires et des pertes de charges singulières dans tout le circuit.

$$p_f = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} v_{m_i}^2 + \sum_j \xi_j v_{m_j}^2 \right) \frac{\rho}{2}$$

$$h_f = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} v_{m_i}^2 + \sum_j \xi_j v_{m_j}^2 \right) \frac{1}{2g}$$



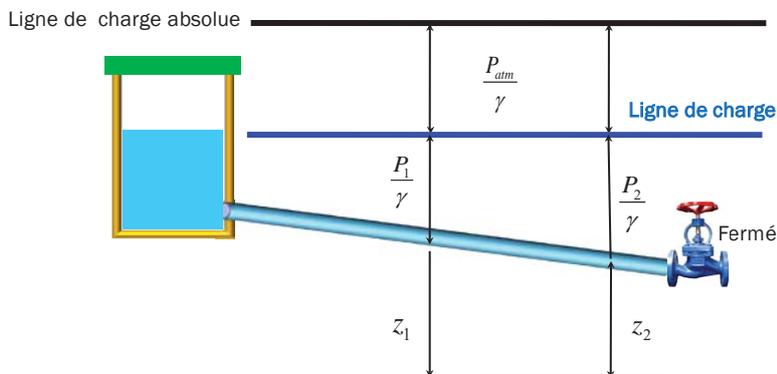
2. ÉQUATION DE BERNOULLI

L'équation de Bernoulli est valable le long d'une ligne de courant sous les hypothèses :

- écoulement stationnaire (permanent)
- fluide parfait (non visqueux)
- fluide incompressible (masse volumique constante)

$$Z_E + \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = Cte$$

$$\gamma = \rho g$$



2.1 Cas dynamique

Lorsqu'on ouvre la vanne et si on néglige toute sorte de perte, la ligne de charge, initialement donnée par $(z+p/\gamma)$, restera inchangée. Cependant, un écoulement s'établira et une partie de l'énergie de pression se transformera en énergie cinétique. L'équation de Bernoulli modélise ce changement dans lequel on combine hauteur physique, hauteur de pression et hauteur de vitesse

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

2.2 Variantes de L'équation de Bernoulli

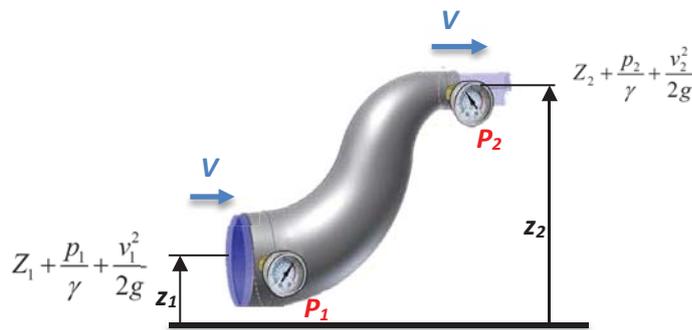
- Énergie par unité de volume (**Pression totale**) en (Pa) :

$$\underbrace{\rho g Z}_{\text{pression hydrostatique}} + \underbrace{p}_{\text{pression statique}} + \underbrace{\frac{\rho v^2}{2}}_{\text{Pression dynamique}} = Cte$$

- Énergie par unité de masse (J) : $gZ + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = Cte$

- Énergie par unité de poids (**Hauteur de charge**) en (m):

$$\underbrace{Z}_{\text{Cote verticale}} + \underbrace{\frac{p}{\rho g}}_{\text{Hauteur de pression}} + \underbrace{\frac{v^2}{2g}}_{\text{Hauteur de vitesse}} = Cte$$



2.3 Pression de stagnation (totale) ou point d'arrêt.

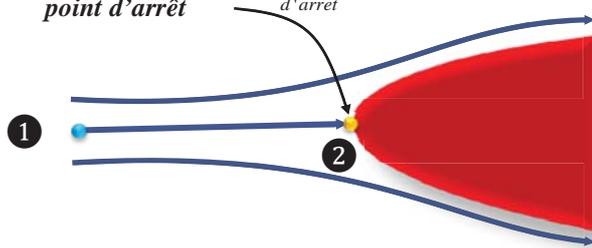
En présence d'un obstacle, les lignes de courant contournent l'objet, mais il y a au moins un point où l'écoulement est complètement arrêté ($v=0$). Ce point est appelé point de stagnation ou point d'arrêt.

On applique maintenant l'équation de Bernoulli entre les points 1 et 2, dans le cas $z_1=z_2$

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \underbrace{\frac{\rho v_2^2}{2}}_{=0}$$

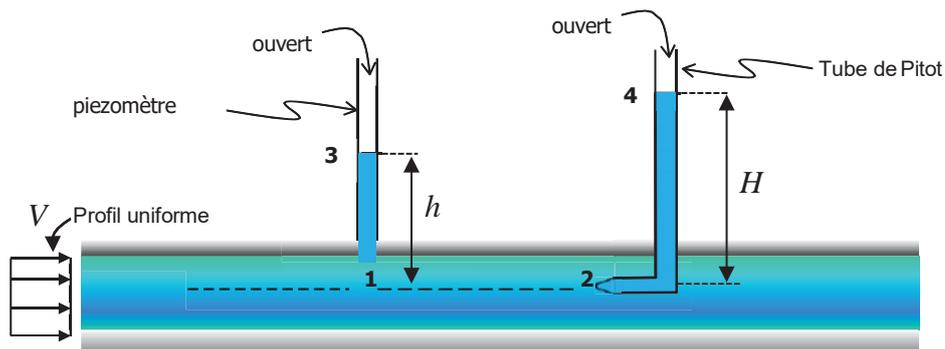
$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2$$

Pression d'arrêt



Une fois que p_1 et p_2 sont connues, on peut donc mesurer la vitesse du fluide. En pratique, ceci est fait à l'aide de la sonde de Pitot.

2.4 Sonde de Pitot : mesure de la vitesse du fluide



Le point 2 correspond à l'entrée du tube de Pitot où la vitesse est nul (point d'arrêt) Au point 1 on a la vitesse $v=v_1$

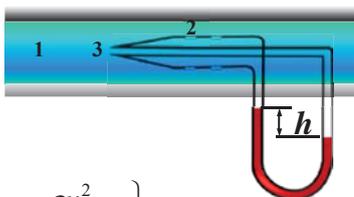
Pour mesurer la pression statique au point 1, on utilise une prise de pression (piezomètre). Sachant que

$p + \rho g z = \text{cte}$ entre les points 1 et 3, on a :

$$\left. \begin{array}{l} p_1 = p_3 + \rho g h \\ p_1 = p_{atm} + \rho g h \end{array} \right\} \Rightarrow p_{1man} = \gamma h$$

Pour mesurer la pression dynamique au point 2, donc la vitesse, on utilise une prise qui permet l'obtention de la pression d'arrêt (tube de Pitot). Sachant d'une part que

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = p_1 + \frac{\rho V_2^2}{2} \\ p_2 = p_1 + \rho g (H - h) \end{array} \right\} \Rightarrow v_2 = \sqrt{2g(H - h)}$$

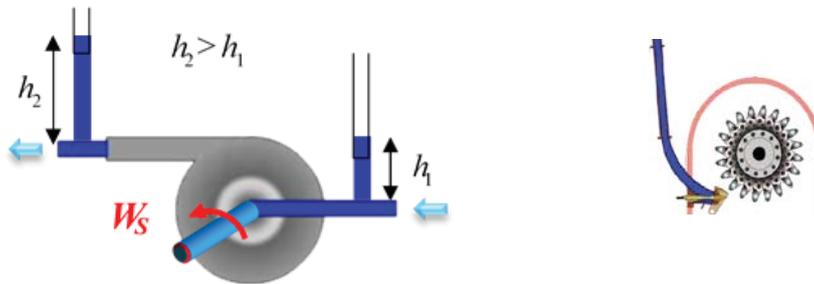


$$\left. \begin{array}{l} p_3 = p_2 + \frac{\rho v_1^2}{2} \\ p_2 \approx p_1 \\ p_3 = p_2 + \rho_{man} g h \end{array} \right\} \Rightarrow v = \sqrt{\frac{2\rho_{man} g h}{\rho}}$$

2.4 Théorème de Bernoulli généralisé

Le théorème de Bernoulli ne s'applique qu'aux fluides parfaits. Or, ces fluides n'existent pas en pratique. Le théorème de Bernoulli est donc un modèle qui ne s'applique pas aux fluides réels sans précautions. En pratique, c'est le "théorème de Bernoulli généralisé", c'est-à-dire généralisé aux fluides incompressibles réels, qui est utilisé.

Si on se limite encore à regarder des écoulements industriels en régime incompressible ($\rho = \text{cte.}$), le travail à l'arbre est typiquement dû à la présence d'une pompe ou une turbine dans un circuit hydraulique



On utilisera h pompe pour noter le travail spécifique fourni par une pompe au fluide et h turbine pour indiquer le travail spécifique produit par une turbine.

Si on considère un problème unidimensionnel en régime incompressible (une conduite), à débit massique constant, dans lequel on introduit l'effet d'une pompe et d'une turbine, la conservation d'énergie (spécifique) par unité de poids, (une fois qu'on divise l'équation par mg) adopte la forme suivante :

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{ent} + h_{pompe} - h_{turbine} - h_{frott} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{sort} \quad \text{Énergie par unité de poids (J/N)=m}$$

Entrée : travail de pression + énergie cinétique + énergie potentielle

Sortie : travail de pression + énergie cinétique + énergie potentielle

Le symbole h_{frott} . Indique l'énergie (spécifique) nécessaire pour vaincre le cisaillement causé par la viscosité dans le cas d'un fluide réel

Remarque : Les termes $v^2/2g$ et z sont directes, tandis que le terme $p/\rho g$ provient du travail de pression (cas incompressible), notamment:

$$W_p = F \times x = pA \times x = pV_{vol} \quad \frac{W_p}{mg} = p \frac{V_{vol}}{mg} = \frac{p}{\rho g}$$

Dans l'équation, la pression et la vitesse sont des quantités moyennes à la sortie et à l'entrée.

La cote z est ainsi définie au barycentre de ces faces.

Pour un gaz, l'énergie potentielle (via la cote z) est souvent négligeable par rapport aux autres formes d'énergie. Elle ne l'est pas pour un liquide.

2.5 L'équation de l'énergie

L'équation de l'énergie sans considérer les pertes visqueuses $\dot{Q} - \dot{W}_s = \dot{m}(h_{02} - h_{01})$

h_0 : enthalpie totale, W_s : Travail à l'arbre, Q : Puissance thermique

Pour un fluide incompressible où la variation d'énergie interne est négligeable, dans l'absence de travail à l'arbre et sans transfert de chaleur, nous obtenons l'expression :

$$(h_{02} - h_{01}) = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_1 = 0$$

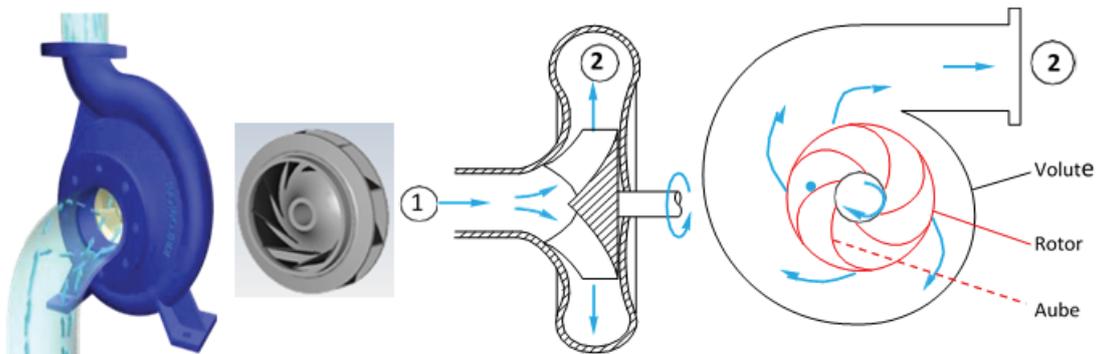
2.6 Energie vs Bernoulli

La relation de conservation d'énergie est très similaire à l'équation de Bernoulli.

Une différence fondamentale est que l'équation de Bernoulli est valable le long d'une ligne de courant. Dans cette équation, on ne retrouve donc pas le facteur α puisque la pression et la vitesse sont des quantités locales (ponctuelles) et pas des propriétés moyennes. En conséquence, la coordonnée z correspond à la position verticale du point où ces quantités sont mesurées.

Aussi, l'équation de Bernoulli "à l'état pur" ne considère pas des sources (puits) d'énergie telles qu'introduites par les pompes, les compresseurs ou les turbines. Ces dispositifs augmentent ou diminuent l'énergie mécanique du fluide et leur présence est prise en compte dans l'équation de l'énergie. Celle-ci peut alors être interprétée comme une généralisation de la formule de Bernoulli.

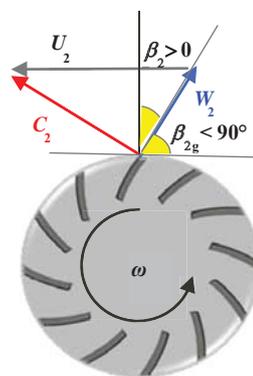
3. POMPE CENTRIFUGE



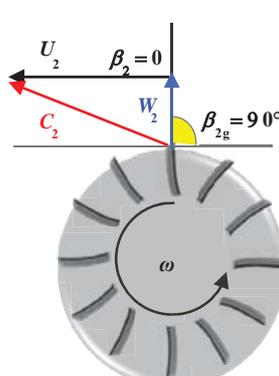
3.1 L'inclinaison des pales

Le comportement d'une machine radiale est nettement affecté par l'angle physique (ou de construction) β_{2g} à la sortie des aubes.

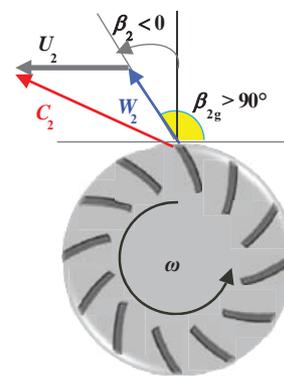
- Courbés en arrière ($\beta_{2g} < 90^\circ$ ou $\beta_2 > 0^\circ$) ; fournissent les meilleurs rendements.
- Radiales ($\beta_{2g} = 90^\circ$ ou $\beta_2 = 0^\circ$) ; idéales du point de vue de la résistance mécanique.
- Courbées en avant ($\beta_{2g} > 90^\circ$ ou $\beta_2 < 0^\circ$) ; employés pour des grands débits.



Courbées en arrière

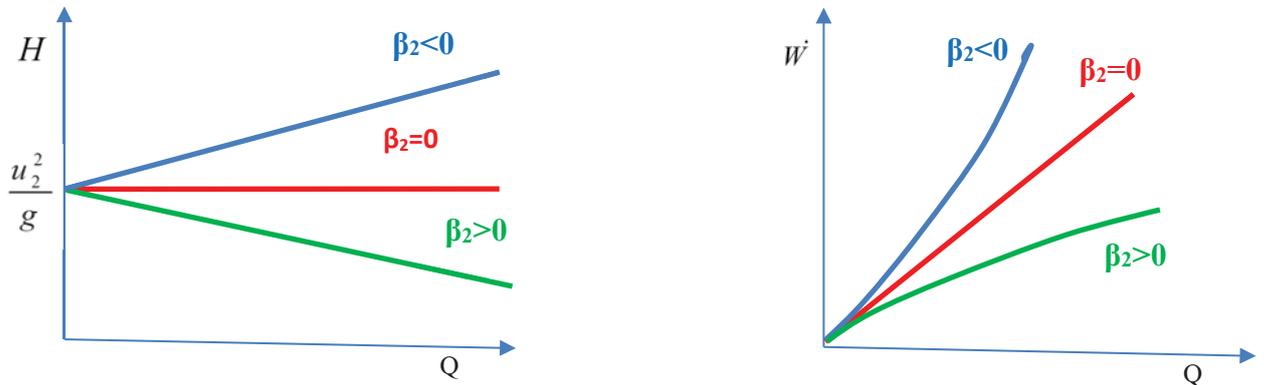


Radiales



Courbées en avant

3.2 Courbe caractéristique théorique d'une machine radiale



Ces droites représentent la caractéristique Hauteur théorique d'une pompe centrifuge idéale, dans les trois cas de construction précités.

L'analyse des courbes représentant ces caractéristiques théoriques montre qu'on a les meilleurs résultats pour des roues à aubes couchées vers l'avant $\beta_2 > 0$ (la hauteur et la puissance théoriques augmentant avec le débit) ; mais dans la pratique, le rendement est faible dans ce cas.

Les roues à aubes couchées vers l'arrière $\beta_2 < 0$ sont les plus utilisées, car elles permettent un fonctionnement optimal. Les courbes représentées jusqu'ici sont des courbes qui ne tiennent pas en compte les différentes pertes qui ont lieu dans une pompe.

Ces pertes peuvent être classées en trois catégories :

- h_{frot} Les pertes Hydrauliques appelées communément pertes de charges,

$$\eta_{hyd} = 1 - \frac{h_{frot}}{h_{pompe}}$$

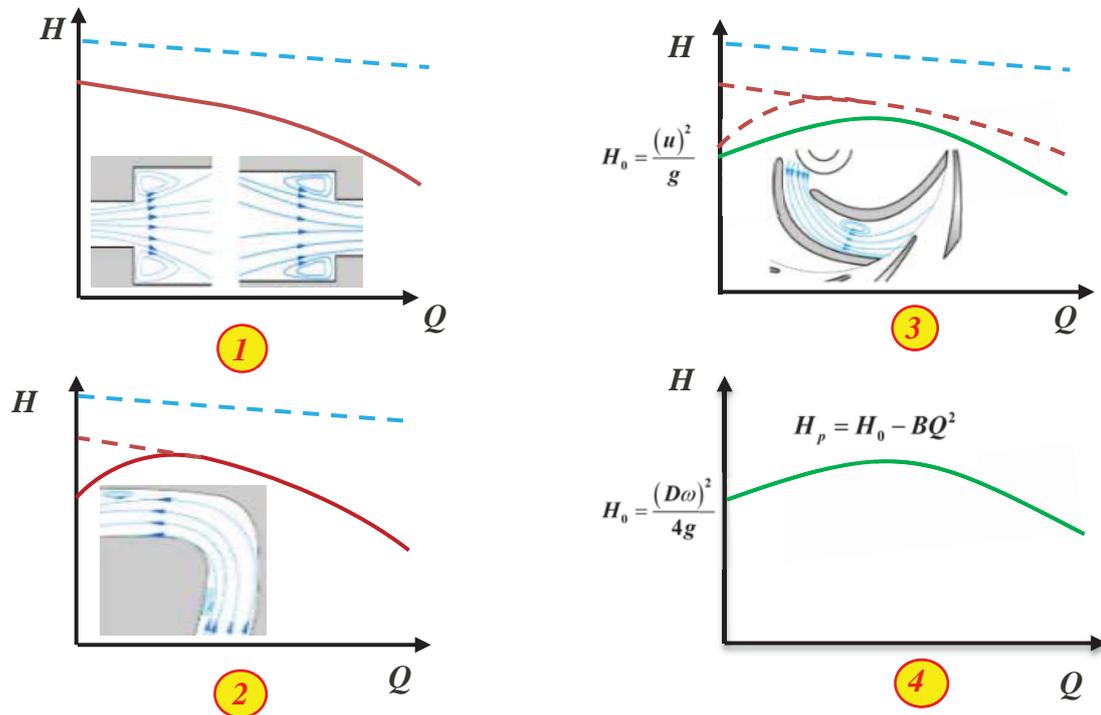
- q_L : les pertes par fuites appelées aussi pertes volumétriques, $\eta_{vol} = \frac{Q}{(Q + q_L)}$

- h_{mec} : les pertes mécaniques rendement mécanique $\eta_{mec} = 1 - \frac{h_{mec}}{M\omega}$

Le rendement totale $\eta = \eta_{hyd} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec}$ ou bien $\eta = \frac{\rho g H Q}{M \omega}$ pour une pompe

3.3 Courbe caractéristique réel d'une pompe centrifuge

Pour $\beta_2 < 0$ et en tient compte de ces différentes pertes qui sont présenter dans les figures suivantes, aboutira à la caractéristique réelle de la pompe : $H_p = H_0 - BQ^2$



La tenue en compte de ces différentes pertes, permettra de tracer les courbes caractéristiques réelles des pompes et de trouver les points de fonctionnement optimums

3.4 Correspondance des pompes aux caractéristiques du système

L'équation de Bernoulli généralisé est appliquée à l'entrée de la pompe et la surface libre du réservoir de refoulement aboutit à :

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{ent} + h_{pompe} - \Delta h_{frott} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{sort} = cte$$

Δh_{frott} = somme des pertes de charge dans l'installation calculée selon les éléments suivants :

- ✓ Diamètre, Longueur et matériel composant les tuyaux d'aspiration et de refoulement
- ✓ Quantité et type des coudes dans la tuyauterie et accessoires hydrauliques comme clapet de pied avec crépine, vannes, clapet de non-retour, filtres éventuels Nature du liquide (si différent de l'eau), température,

La pompe sert pour convaincre les pertes du system d'où l'équation suivante :

$$H_{sys} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \Delta h \quad \Delta h = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j \right) \frac{v_m^2}{2g}$$

$$H_{sys} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j \right) \frac{v_m^2}{2g}$$

$$p_2 = p_1 = p_{atm} \quad v_2 = v_m = 2.3 \text{ m/s} \quad v_1 \approx 0 \quad v_m = \left(4Q / \pi D^2 \right)$$

$$H_{sys} = \underbrace{(z_2 - z_1)}_{H_g} + \underbrace{\left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j + 1 \right)}_C \frac{8}{\pi^2 D^4 g} Q^2$$

La forme de la hauteur du système est :

- ✓ Une constante $z_2 - z_1 = H_g$ comme point de départ (hauteur statique)
- ✓ Une forme linéaire $H_{sys} = H_g + bQ$ (La hauteur statique plus les frottements des écoulements laminaire) coïncide avec BEP
- ✓ Une forme parabolique $H_{sys} = H_g + cQ^2$ (hauteur statique plus les frottements des écoulements turbulent)

L'intersection de la courbe du système avec la courbe de performance de la pompe $H = f(Q)$ définit Le **point de fonctionnement**.

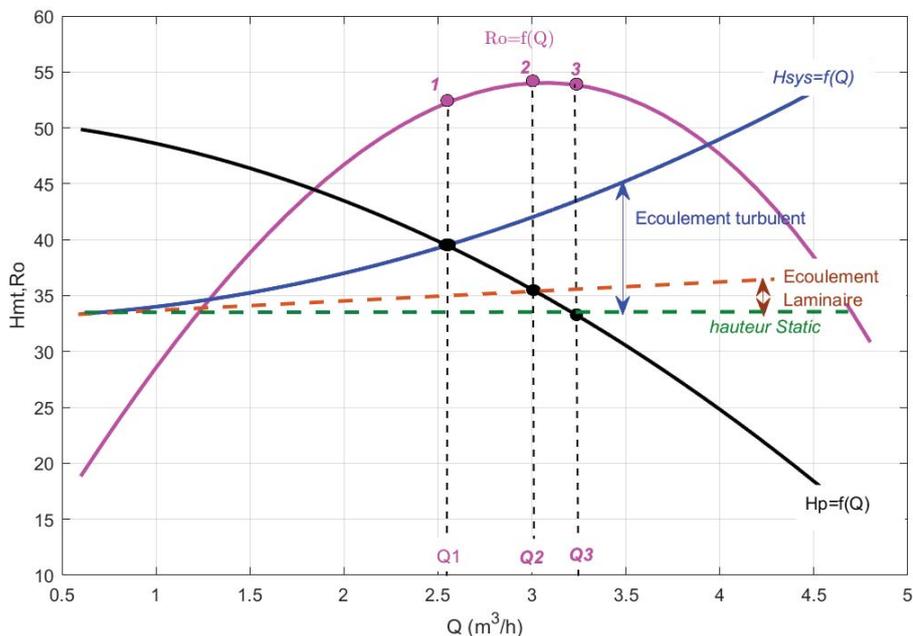


Figure : Point de fonctionnement pour différents types d'écoulements

Hauteur manométrique totale Hmt : C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du liquide dans les tuyaux, dans la pompe et les accessoires hydrauliques.

$$H_{mt} = H_g + cQ^2 \quad \text{En m colonne de liquide (mCL)}$$

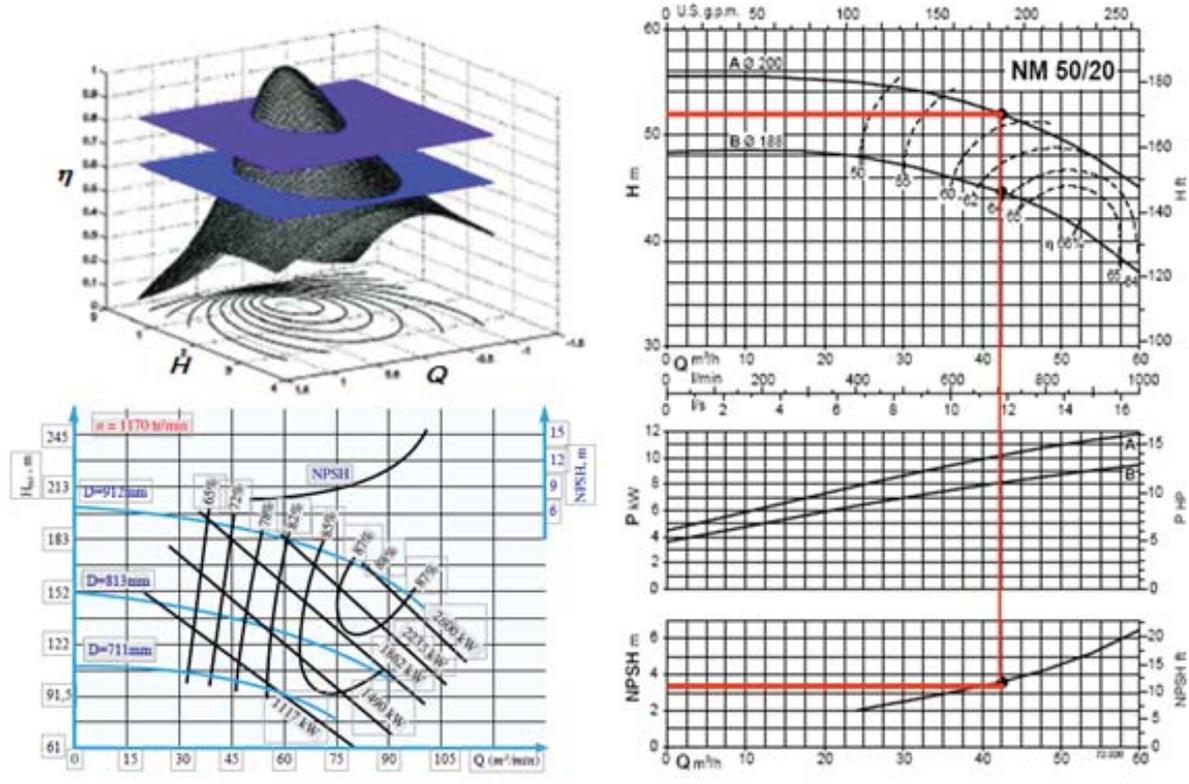
$$H_g = H_{gasp} + H_{gref}$$

H_{gasp} : hauteur géométrique à l'aspiration

H_{gref} : hauteur géométrique au refoulement

Δh_{frot} = somme des pertes de charge dans l'installation calculée selon les éléments suivants :

- ✓ Diamètre, Longueur et matériel composant les tuyaux d'aspiration et de refoulement
- ✓ Quantité et type des coudes dans la tuyauterie et accessoires hydrauliques comme clapet de pied avec crépine, vannes, clapet de non-retour, filtres éventuels Nature du liquide (si différent de l'eau), température,



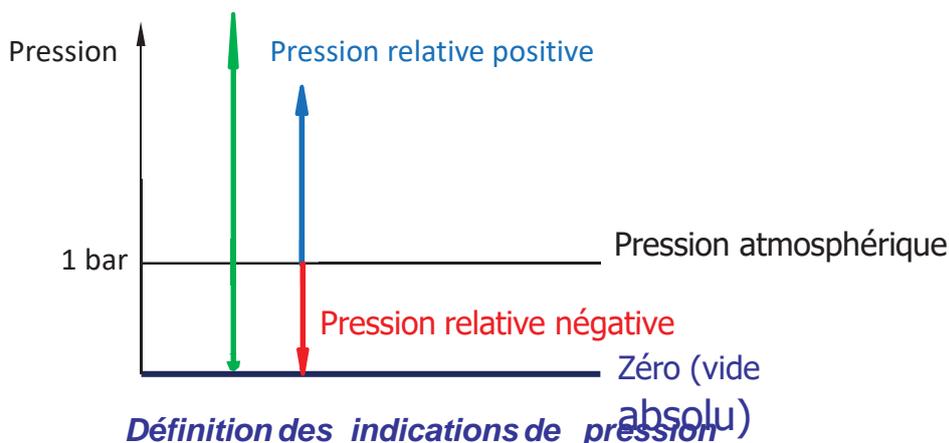
4. PHENOMENE DE CAVITATION

4.1 Pression

On définit la pression comme l'action d'un fluide sur une surface. Cette action se définit par une force agissant sur une surface. Unité utilisée : le pascal (Pa) 1N/m². Lorsque les pressions sont importantes on utilise le bar comme unité pratique par exemple en hydraulique de puissance. 1 bar = 10⁵ pascals

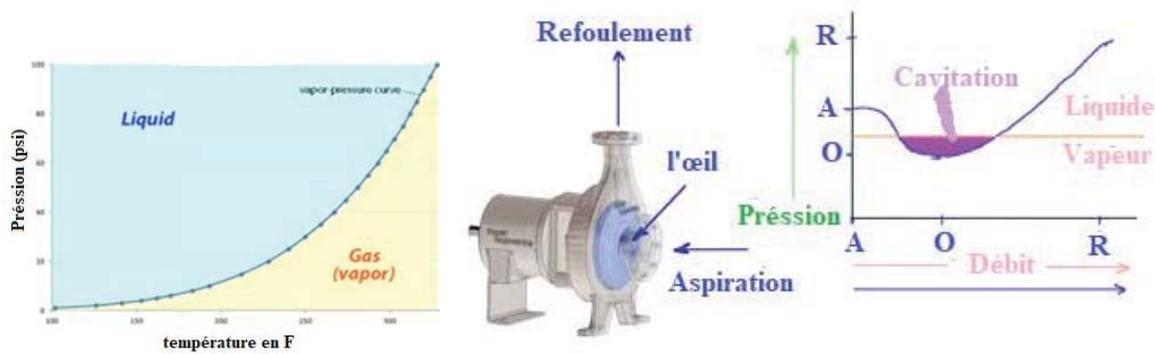
Pression atmosphérique : environ 1 bar (103000 pascals)

Pression absolue



4.2 Cavitation

Formations de cavités remplies de vapeur ou gaz dans un liquide en mouvement. Ce mot décrit un phénomène complexe pouvant exister dans une installation de pompage.



Cas d'une pompe centrifuge : quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration et qu'il entre dans l'œil de la roue à aube, sa vitesse augmente ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur correspondant à la température du liquide, celui-ci va se vaporiser et le courant qui s'écoule consistera à la fois de liquides et de poches de vapeur. Continuant son mouvement dans la roue à aube, le liquide arrive à une zone de pression plus élevée et les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation. La cavitation peut varier de très légère à très forte :

- ✓ Dans le premier cas le seul effet est une baisse de l'efficacité ;
- ✓ Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser la roue à aube de la pompe ou d'autres parties

4.3 Vérification de la pompe au phénomène de cavitation

N.P.S.H (Net Positive Suction Head) ou Hauteur de charge nette absolue

La hauteur nette positive d'aspiration (NPSH), qui est la Hauteur requise à l'entrée de la pompe pour empêcher le liquide de bouillir (caviter).

L'entrée (aspiration) de la pompe est le point de basse pression où la cavitation se produit

$$NPSH = \frac{P_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g}$$

où p_i et v_i sont la pression et la vitesse à l'entrée de la pompe et p_v est la pression de vapeur du liquide.

Si l'entrée de la pompe est placée à une hauteur Z_i au-dessus d'un réservoir dont la surface libre est à pression P_{atm} , nous pouvons utiliser l'équation de Bernoulli pour réécrire NPSH comme suit

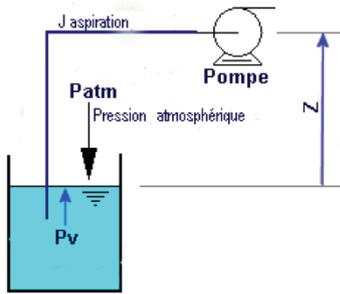
$$NPSH = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - \Delta h_{f_i} \pm z_i$$

- Pour une pompe en aspiration

+ Pour une pompe en charge

a) Calcul du NPSH disponible pour une pompe en aspiration

Calcul du NPSH disponible pour une pompe aspirante dans une nappe d'eau à l'air libre



Pour convertir le NPSH exprimé Pa, en :

$$NPSH(Pa) = p_{atm} - p_v - \Delta h_{asp} - h_{gasp} \quad h_{gasp} = \rho g z$$

$$NPSH_{(em\grave{e}tre\ de\ colonne\ liquide)} = \frac{(p_{atm} - p_v - \Delta h_{asp} - h_{gasp})}{\rho g}$$

p_{atm} = Pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en Pa

p_v = Pression absolue (Pa) de vaporisation du fluide,

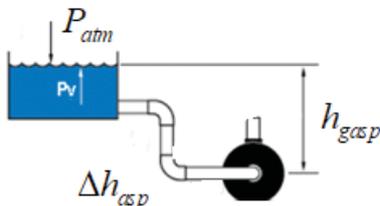
Δp_{asp} = Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa

$H_{g,charge} = (\rho * g * z)$: Charge hydraulique du fluide (en Pa)

ρ = masse volumique du liquide en kg/m^3 .

z = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, mCE.

b) Calcul du NPSH disponible pour une pompe en charge



$$NPSH(enPa) = p_{atm} - p_v - \Delta h_{asp} + h_{gcharge} \quad h_{gcharge} = \rho g z$$

$$NPSH_{(em\grave{e}tre\ de\ colonne\ liquide)} = \frac{(p_{atm} - p_v - \Delta h_{asp} + h_{gasp})}{\rho g}$$

Les colonnes en m indiquent la réduction de la capacité pratique d'aspiration de la pompe en fonction de la température de l'eau et de l'altitude

Il faut faire attention à la hauteur manométrique en aspiration $Hm_{asp} = Hg_{asp} + \Delta h_{asp}$, qui doit être comparée avec la capacité d'aspiration de la pompe.

Cette capacité d'aspiration ou NPSHr est définie comme hauteur de charge net absolu demandé à l'aspiration, laquelle valeur est fournie par une courbe en fonction du débit.

A ce sujet, lorsque la pompe a été choisie selon le débit et la hauteur demandés, si possible au centre de la courbe, on doit vérifier la formule simplifiée :

$$Hmt \pm H_{g,asp} - \Delta h_{f,asp} > NPSH_{requis}$$

H_{gasp} est la hauteur entre la surface de l'eau et l'axe de la pompe, avec valeur négative si la pompe se trouve au-dessus de la surface de l'eau.

Ah asp. est la somme des frottements restants en aspiration distribués (tuyauterie) et concentrés (vannes, coudes, etc.)

Si le résultat de la vérification est négatif, normalement il ne faut que limiter le débit avec une vanne au refoulement, afin de rentrer entre des conditions de fonctionnement de la pompe les plus optimales et sans cavitation.

Lorsque le liquide présente des températures supérieures à la moyenne optimale de 20°C environ, les pompes diminuent sa capacité d'aspiration.

Ces variations, référant à pompes avec capacité d'aspiration de 7 mètres à température normale.

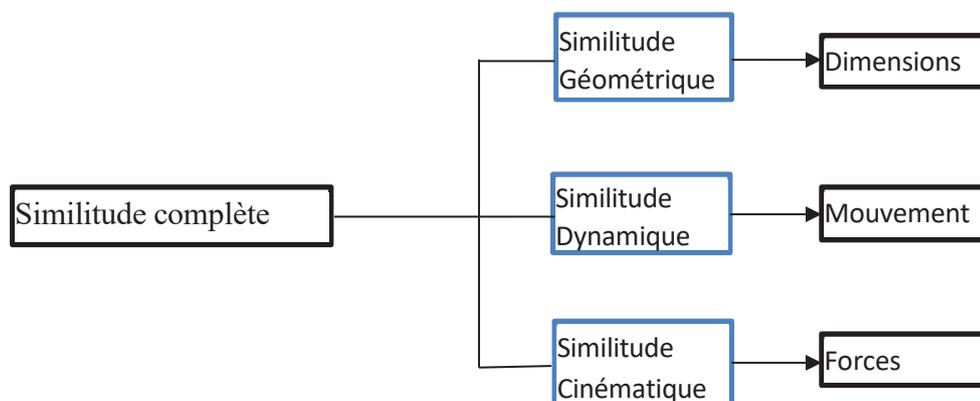
5. POMPE : LOIS DE SIMILITUDE

Le pompage moderne, nécessite une étude préliminaire et très intense. Parmi les méthodes les plus adaptées dans cette étude : la réalisation d'un modèle réduit qui a pour objectif de trouver les conditions d'exploitation du prototype (**pompe** réelle).

Et pour réaliser cette méthode, il existe des lois qu'on appelle « lois de **similitude** » qui la régit.

Dans le domaine du pompage, la **similitude** est souvent utilisée pour réaliser de grandes **pompes** et de construire leurs courbes caractéristiques et cela pour s'assurer du bon fonctionnement et des conditions de travail de la **pompe** à réaliser ce qui un gain de temps et d'argent.

En appliquant le principe de **similitude** mécanique, nous avons trouvé que les roues des **pompes** centrifuges sont semblables, pour garantir cette **similitude** il est nécessaire d'assurer à la fois les **similitudes** : géométrique, cinématique et dynamique.



Principe de similitude.

- **Similitude géométrique**

C'est une simulation concerne la géométrie de la **pompe** modèle et la **pompe** réelle, c'est une proportionnalité de toutes les dimensions homologues d'une roue réelle et d'une roue modèle... comme le diamètre extérieur de la roue D_2 , diamètre de l'œilillard... $D_0, D_1, b_2, b_1, \delta, \dots$

$$\frac{(D_0)_{\text{mod}}}{(D_0)_{\text{réel}}} = \frac{(D_1)_{\text{mod}}}{(D_1)_{\text{réel}}} = \frac{(D_2)_{\text{mod}}}{(D_2)_{\text{réel}}} = \frac{(b_1)_{\text{mod}}}{(b_1)_{\text{réel}}} = \frac{(b_2)_{\text{mod}}}{(b_2)_{\text{réel}}} = \frac{(\delta)_{\text{mod}}}{(\delta)_{\text{réel}}} = Cste$$

- **Similitude cinématique**

Elle signifie la **similitude** de triangle de vitesse construit pour les points homologues de la roue réelle et la roue modèle, $C_2, C_1, C_{2u}, C_{2r}, W_2, W_1, U_2, U_1 \dots$:

$$\frac{(C_1)_{\text{mod}}}{(C_1)_{\text{réel}}} = \frac{(C_2)_{\text{mod}}}{(C_2)_{\text{réel}}} = \frac{(C_{2u})_{\text{mod}}}{(C_{2u})_{\text{réel}}} = \frac{(C_{2r})_{\text{mod}}}{(C_{2r})_{\text{réel}}} = \frac{(W_2)_{\text{mod}}}{(W_2)_{\text{réel}}} = \frac{(U_2)_{\text{mod}}}{(U_2)_{\text{réel}}} = C_{ste}$$

- **Similitude Dynamique**

Pour assurer la **similitude** dynamique il faut les nombres de REYNOLDS des courants liquides qui passe à travers les deux roues considérées sont égaux.

Considérons une **pompe** modèle réel caractérisée par $H_r, Q_r, \eta_r, P_r, D_{2r}, b_{2r}, C_{2ur}$ et une autre semblable à la première qui a aussi $H_m, Q_m, \eta_m, P_m, D_{2m}, b_{2m}, V_{2um}$

a/-Pour les charges :
$$\frac{(H)_{\text{mod}}}{(H)_{\text{réel}}} = \left(\frac{(\eta)_{\text{mod}}}{(\eta)_{\text{réel}}} \right)^2 \left(\frac{(D_2)_{\text{mod}}}{(D_2)_{\text{réel}}} \right)^2 \dots$$

b/-Pour les débits :
$$\frac{(Q)_{\text{mod}}}{(Q)_{\text{réel}}} = \left(\frac{(\eta)_{\text{mod}}}{(\eta)_{\text{réel}}} \right) \left(\frac{(D_2)_{\text{mod}}}{(D_2)_{\text{réel}}} \right)^3 \dots$$

ç/-Pour les puissances :
$$\frac{(\dot{W}_u)_{\text{mod}}}{(\dot{W}_u)_{\text{réel}}} = \left(\frac{(\eta)_{\text{mod}}}{(\eta)_{\text{réel}}} \right)^2 \left(\frac{(D_2)_{\text{mod}}}{(D_2)_{\text{réel}}} \right)^5 \dots$$