Chapitre 5. Ecoulement visqueux et perte de charges

1/- Introduction :

Un fluide réel, en mouvement, subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur les parois de la canalisation (pertes de charges systématiques) ou sur les "accidents" de parcours (pertes de charge singulières). Ces pertes dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non pas de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide.

2/- Les différents régimes d'écoulement, nombre de Reynolds :

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de trois régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent.

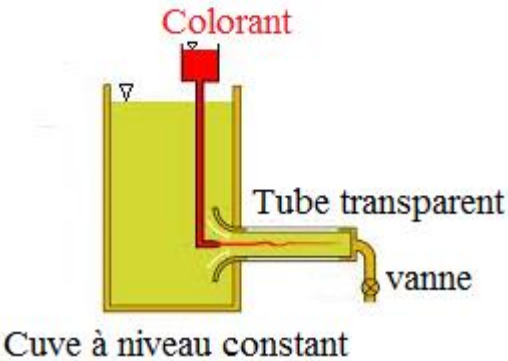


Figure 24: Expérience de Reynolds

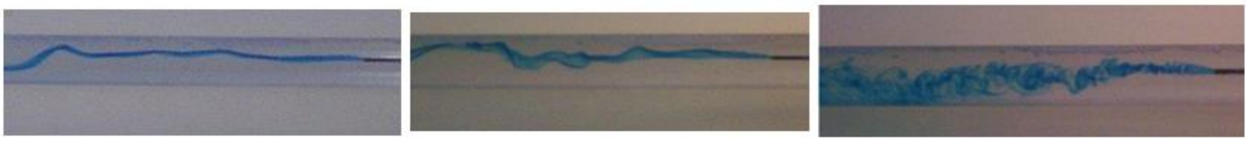


Figure 25: Régimes d'écoulement

En utilisant des divers fluides (viscosité différente), et en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds et donné par :

$$Re = \frac{\rho . v . D}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{v . D}{\nu}$$

Avec :

* **ρ** = masse volumique du fluide ;

* **v** = vitesse moyenne ;

*** D** = diamètre de la conduite

* μ= viscosité dynamique du fluide,

ν = viscosité cinématique $\nu = \dfrac{\mu}{\rho}$

L'expérience montre que :

- Si Re < 2000 : le régime est LAMINAIRE
- Si 2000 < Re < 3000 : le régime est intermédiaire (appelé aussi transitoire)
- Si Re > 3000 : le régime est TURBULENT

Ces valeurs doivent être considérées comme des ordres de grandeur, le passage d'un type d'écoulement à un autre se fait progressivement.

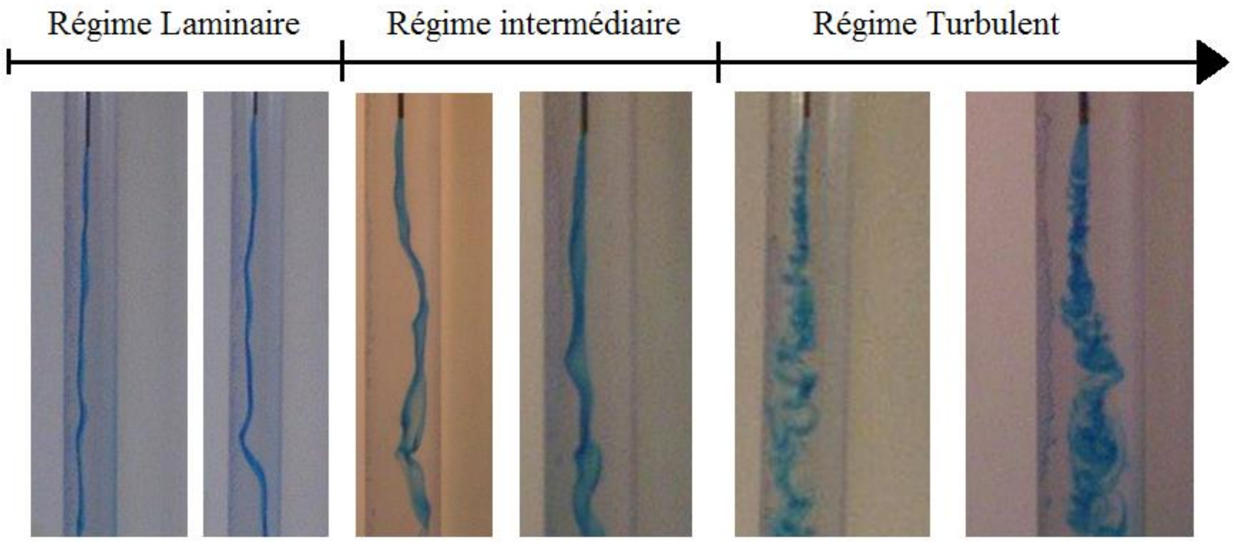


Figure 26: Passages entre les régimes d'écoulement

3/- Théorème de Bernoulli appliqué à un fluide réel sans échange d'énergie :

Lors de l'écoulement d'un fluide réel entre deux points (1) et (2), il peut y avoir des pertes de charge.

Dans le cas d'une installation ne comportant pas de machine hydraulique (pompe ou turbine) entre les points (1) et (2), la relation de Bernoulli s'écrit sous la forme :

$$\frac{1}{2}\rho\left(v_2^2 - v_1^2\right) + \rho g(z_2 - z_1) + \left(p_2 - p_1\right) = -\Delta p_{12}$$

Où : Δp_{12} représente l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimée en Pa.

Il existe deux types de pertes de charge à savoir :

- Les pertes de charges systématiques (appelées aussi linéaires ou régulières).
- Les pertes de charges singulières.

4/- Les pertes de charges :

4-1/ Pertes de charge systématiques (linéaires ou régulières) :

Les pertes de charge régulières (chute de pression $\Delta p = p_1 - p_2$) résultent du frottement exercé entre le fluide et la surface intérieure de la canalisation. Elles sont proportionnelles à la longueur L de la conduite et au carré de la vitesse moyenne V du fluide, inversement proportionnelle au diamètre d et fonction de la rugosité moyenne R de la canalisation.

Entre deux points séparés par une longueur L, dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte de pression Δp. Exprimée sous les deux formes suivantes :

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{D} \qquad \text{ou} \qquad \Delta h = \lambda \frac{v^2}{2g} \frac{L}{D}$$

Différence de pression (Pa) — Perte de charge exprimée en mètre de colonne de fluide (mCF)

λ est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire. Le calcul des pertes de charge linéaires repose entièrement sur la détermination de ce coefficient. La valeur de λ dépend du régime d'écoulement.

a/ Cas de l'écoulement laminaire : Re < 2000

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds **Re** ; l'état de la surface n'intervient pas et donc λ ne dépend pas de de la rugosité **R** (noté aussi **k**), ni de la nature de la tuyauterie.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \qquad \text{avec} \qquad Re = \frac{v.D}{\nu}$$

Il est alors immédiat de voir que λ est proportionnel à la vitesse **v** et donc au débit **q**, ainsi qu'à la viscosité cinématique ν

b/ Cas de l'écoulement turbulent : Re > 3000

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds **Re** et de la rugosité k du tuyau.

La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent. Elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log\left(\frac{k}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}\right)$$

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives ; on emploie aussi en pratique des représentations graphiques (abaques).

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook.

<u>* Remarque :</u>

On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds, par exemple :

- **Formule de Blasius : (pour des tuyaux lisses et Re < 10^5)**

$$\lambda = (100\,.\mathrm{Re})^{-0.25} = 0{,}316\,.\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$$

4-2/ Pertes de charge singulières :

Les pertes de charges singulières résultent de la présence de coudes, raccords, branchements, robinets, etc. Tous ces éléments (singularités), installés le long des canalisations, constituent des obstacles qui freinent le passage du fluide et amènent des pertes de charge.

Les pertes de charge singulières sont proportionnelles au carré de la vitesse, elles sont exprimées sous les deux formes suivantes :

$$\Delta p = K\frac{\rho v^2}{2} \qquad \text{ou} \qquad \Delta h = K\frac{v^2}{2g}$$

Différence de Pression (Pa) **Perte de charge exprimée (mCF)**

Où **K** est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

Le coefficient k est déterminé empiriquement à partir des abaques ou des tableaux.

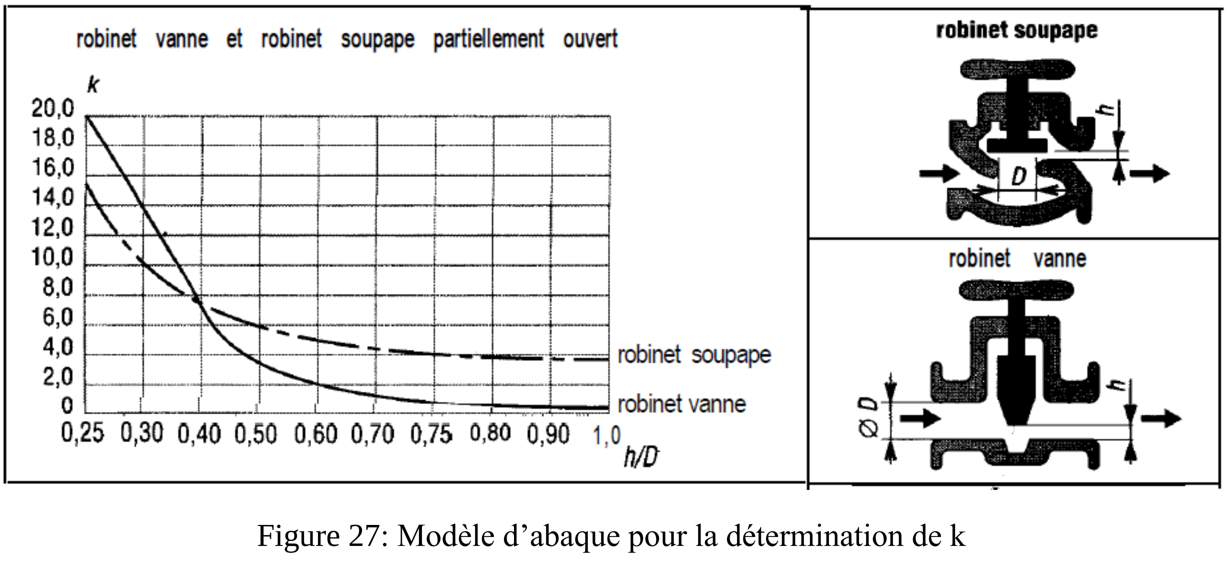


Figure 27: Modèle d'abaque pour la détermination de k

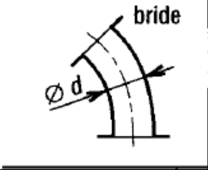
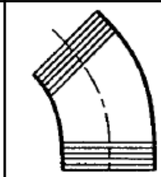
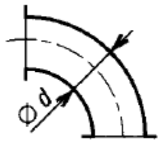
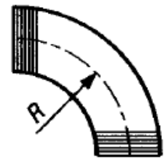
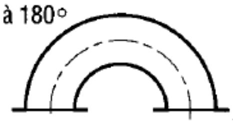
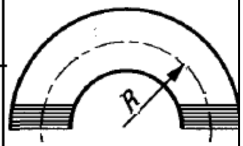
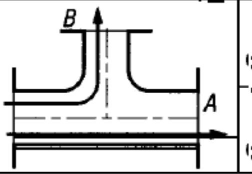
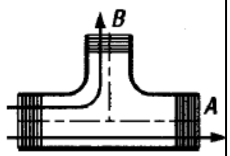
Éléments	d mm	avec brides					fileté				
		25	50	100	200	500	12	25	50	100	
coudes à 45° 	k	0,21	0,20	0,19	0,16	0,14	0,39	0,32	0,30	0,29	
coudes à 90° 	k	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	2,0	1,5	0,95	0,65	
	k (R grand)	0.40	0,30	0.20	0,15	0,10	1.0	0,70	0,40	0,24	
coudes à 180° 	k	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20	2	1,5	0,95	0,65	
	k (R grand)	0.40	0.30	0.20	0,15	0,10					
tés 	k cas A	0,24	0,19	0,14	0,10	0,07	0,90	0,90	0,90	0,90	
	k cas B	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41	2,4	1,8	1,4	1,1	

Figure 28: Modèle de tableau pour la détermination de k

4-3/ Pertes de charge totales :

Lors d'un écoulement dans une conduite hydraulique, les pertes de charge totales sont l'addition de deux types de pertes de charge (régulières et singulières)

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_s$$

Avec : $\Delta P_r = Kr \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2\right)$: pertes de charge par frottement ; où $Kr = \frac{\lambda.L}{D}$

$\Delta Ps = Ks \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2\right)$: pertes de charge singulières ;

5/- Théorème de Bernoulli généralisé :

Lors d'un écoulement d'un fluide réel entre deux points (1) et (2) il peut y avoir des échanges d'énergie entre ce fluide et le milieu extérieur :

- Par travail à travers une machine, pompe ou turbine ; la puissance échangée étant **P** (voir Théorème de Bernoulli)
- Par pertes de charge dues aux frottements du fluide sur les parois ou les accidents de parcours ; la différence de pression étant **Δp**

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors sous la forme générale :

$$\frac{1}{2}\rho\left(v_2^2 - v_1^2\right) + \rho g(z_2 - z_1) + \left(p_2 - p_1\right) = \frac{\sum P}{q_v} - \Delta p_{T_{12}}$$

Avec :

- ΣP : somme des puissances échangées entre le fluide et le milieu extérieur, à travers une machine, entre (1) et (2) :

- **P >0 :** si le fluide reçoit de l'énergie de la machine (pompe).
- **P <0 :** si le fluide fournit de l'énergie à la machine (turbine).
- **P = 0 :** s'il n'y a pas de machine entre (1) et (2).

- $\Delta p_{T_{12}}$ **:** somme des pertes de charge entre (1) et (2).

6/- Notions sur les puissances :

6-1/ Exemple d'un groupe électropompe :

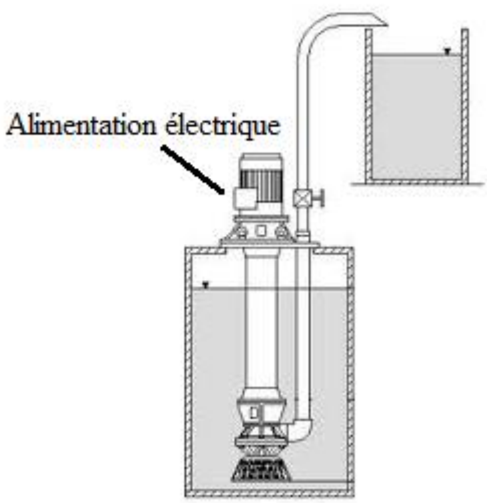


Figure 29: Groupe électropompe

Le moteur est alimenté par la puissance électrique $\mathbf{P_e}$ qu'il absorbe mais comme il a un rendement $\boldsymbol{\eta_m}$, Il restitue sur l'arbre de transmission , la puissance **P** telle que : $P = P_e.\eta_m$

Cette puissance de transmission est absorbée par la pompe : compte tenu de son rendement $\boldsymbol{\eta_p}$, elle restitue la puissance $\mathbf{P_h}$ telle que : $P_h = P.\eta_p$

Finalement : $P_h = P_e.\eta_m.\eta_p$

$\eta_G = \eta_p \, . \, \eta_m$: Rendement du groupe électropompe .

On remarque que $\mathbf{P_e > P > P_h}$: La puissance de départ est donc toujours la puissance la plus élevée, elle ne fait ensuite que diminuer.

La puissance transmise au fluide, $\mathbf{P_h}$ sera dite puissance hydraulique.

* Remarque :

Si la transmission du mouvement entre le moteur électrique et la pompe se faisait par un organe de transmission de puissance mécanique, il y aurait un rendement de transmission à introduire.

6-2/ Exemple d'un groupe Turbine-alternateur :

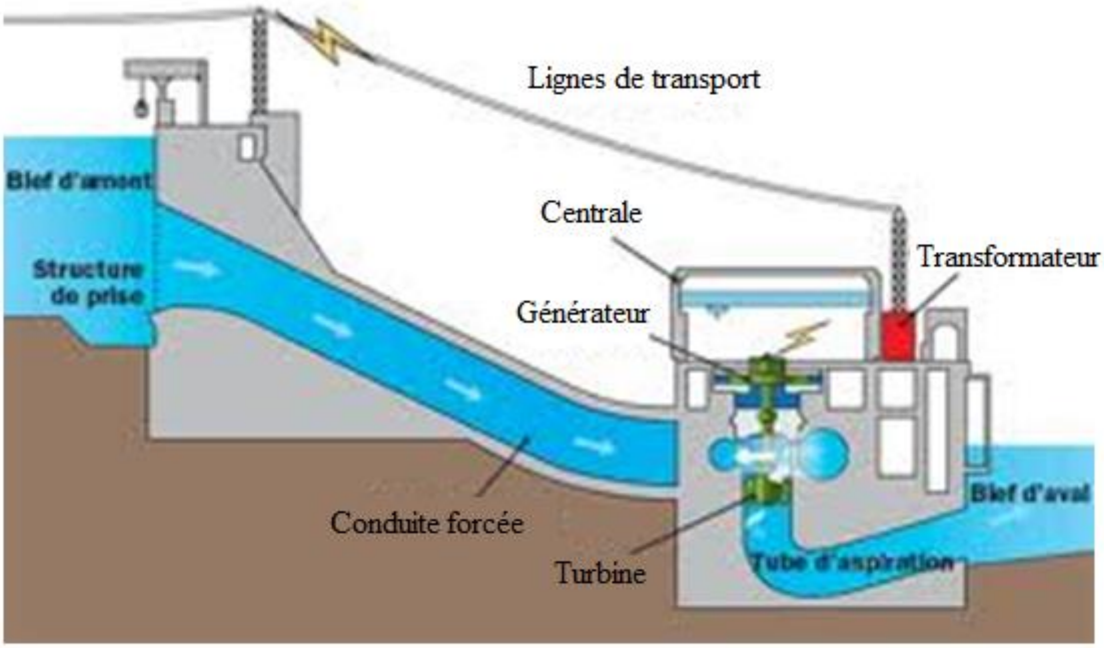


Figure 30: Groupe Turbine-alternateur

L'eau alimente la turbine avec la puissance hydraulique $\mathbf{P_h}$ que celle-ci absorbe mais comme elle a un rendement $\boldsymbol{\eta_T}$, elle restitue sur l'arbre de transmission la puissance **P** telle que : $P = \eta_T \cdot P_h$

Cette puissance de transmission est absorbée par l'alternateur : compte tenu de son rendement $\boldsymbol{\eta_a}$, il restitue la puissance **Pe** telle que : $Pe = P \cdot \eta_a$

Finalement : $P_e = P_h \cdot \eta_T \cdot \eta_a$

$\eta_G = \eta_T \cdot \eta_a$: Rendement du groupe Turbine-alternateur.

On remarque que $\mathbf{P_h > P > P_e}$: La puissance de départ est donc toujours la puissance la plus élevée, elle ne fait ensuite que diminuer.