PIS - GE2 - UE Génie Energétique - Module Turbomachines

Rappels généraux sur les turbomachines et l'hydraulique

Florent Ravelet[1]

Laboratoire d'Ingénierie des Fluides et des Systèmes Energétiques

[1]Arts et Métiers - Sciences et Technologies

7 octobre 2023

LIFSE

Sommaire

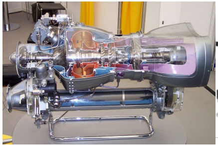
Notions générales sur les turbomachines

Différentes catégories de machines à fluide

Machine à fluide : réalise un échange d'énergie entre un fluide et un dispositif mécanique.
Le transfert peut s'effectuer :

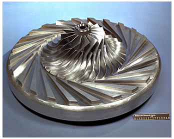
- dispositif mécanique vers fluide $\Rightarrow$ machine *génératrice* (pompes, ventilateurs, soufflantes et compresseurs. . .)
- fluide vers partie mécanique $\Rightarrow$ machine *réceptrice* ou *motrice* (moteurs hydrauliques, turbines hydrauliques ou à gaz, roulette du dentiste, éoliennes. . .)

Pompe centrifuge



Turbomoteur d'hélicoptère

Ventilateur automobile



Turbine centripète sur gaz d'échappement

Eolienne à axe vertical

- *Machines à capsulisme* : machine cyclique en système fermé. Transfert d'énergie par variation de *volume* (pompes à piston ou moteurs thermiques à explosion).
- **Turbomachine** : machine à fluide en système ouvert, tournante. Parties fixes et mobiles imposent au fluide des variations de *vitesse* et de *direction*.

Fonctions et domaines industriels

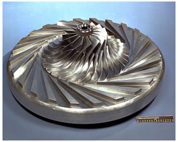
- Récupérer l'énergie d'un fluide :
  - liquide : Récupération d'énergie potentielle (barrages hydrauliques).
  - gaz : Production d'énergie mécanique (roulette, turbocompresseur, turbopompes).
- Comprimer un gaz :
  - réseau d'air comprimé.
  - suralimentation moteur automobile.
- Transporter un fluide :
  - pompes pour vaincre la gravité.
  - pompes pour vaincre des pertes de charge.
- Production d'énergie à partir de sources thermiques (turbines à gaz et à vapeur).
- Production de poussée en aéronautique (turboréacteurs et turbofans).

Turbomachines : modélisation du régime d'écoulement

- Convention thermodynamique : *point de vue du fluide, i.e.* $E > 0$ si fournie au fluide.
- Variation état thermodynamique (pression, température, enthalpie massique, masse volumique, . . .).
- Modèle de comportement du fluide :
  - Liquides, gaz en écoulement à faible vitesse par rapport à la vitesse du son : écoulement incompressible.
  - Gaz subissant de grandes détentes ou compressions, en écoulement rapide : écoulement compressible.

Roue de turbine hydraulique Pelton
Incompressible

Ventilateur
Incompressible



Turbine centripète
Compressible

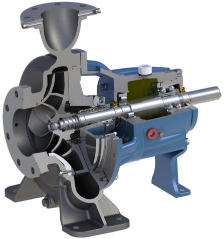
Turbomachines : classification(s)

On distinguera donc les turbomachines :

- génératrices à fluide incompressible : pompes, ventilateurs.
- génératrices à fluide compressible : compresseurs.
- réceptrices à fluide incompressible : éoliennes, turbines hydrauliques.
- réceptrices à fluide compressible : turbines à gaz et à vapeur.

Turbine hydraulique Kaplan
Ecoulement incompressible
Axiale

Pompe Centrifuge
Ecoulement incompressible

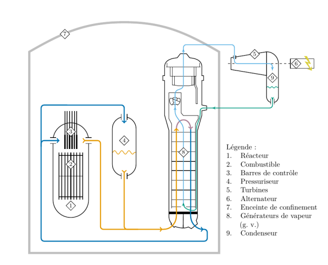


Présent cours : **turbomachines à fluide incompressible, à écoulement interne** (parties fixes et mobiles situées à l'intérieur d'un carter, muni d'une bride d'entrée et d'une bride de sortie) : pompes et turbines hydrauliques.

Modèles thermohydrauliques 0D/1D de circuits fluides

Objectif général

Modèles 0D/1D de circuits fluides incluant des éléments où se produisent des échanges de chaleur et de travail avec le milieu extérieur.



Déterminer :

- des grandeurs caractérisant l'écoulement (débits, fractions volumiques)
- des grandeurs caractérisant l'état thermodynamique des fluides (températures, pressions, titres thermodynamiques)
- les travaux et chaleurs échangés dans les différents éléments du circuit.

Au moyen de :

- Bilans de masse, quantité de mouvement, énergie
- Tables thermodynamiques, lois d'état, ...
- Corrélations de friction, transferts thermiques, ...

Limites de tout modèle

Un modèle est une représentation d'une réalité restreinte de la nature. Un modèle est fait pour décrire, interpréter et prévoir des événements dans le cadre de cette réalité et ne s'applique qu'à un nombre limité de phénomènes. Un modèle n'est pas la réalité.

Le modèle se substitue parfois à la théorie à cause de sa simplicité relative. Il a donc comme rôle de décrire une réalité complexe de manière simple et compréhensible. Par exemple, en chimie, on peut expliquer bien des réactions à partir du modèle atomique simplifié, sans avoir à utiliser la théorie de la mécanique quantique.
Pour citer M. Planck :

« Que nous déclarions avec Ptolémée : la Terre est le centre immobile de l'univers et le Soleil tourne autour d'elle avec toutes les étoiles, ou que nous disions avec Copernic, la Terre est un grain de poussière dans le cosmos qui tourne en un jour sur lui-même et en un an autour du Soleil, ces deux assertions ne sont [...] que deux manières différentes de formuler des observations ».

On préfère généralement prendre le modèle héliocentré pour décrire le mouvement de la planète Mars, par commodité.

Gamme de validité du modèle

Deux exemples de modèles/hypothèses invalides

- L'eau est « incompressible » : le débit volumique se conserve.

  Faux : pour le circuit primaire d'une centrale nucléaire, la masse volumique de l'eau à 155 bars varie de 10% entre 280^{o}C et 320^{o}C [i]. Le débit volumique ne se conserve donc pas. Seul le débit massique se conserve. D'ailleurs, aucun fluide n'est « incompressible », on ne devrait jamais parler que de fluide en *écoulement* compressible ou incompressible.

- La vapeur d'eau est un gaz parfait.

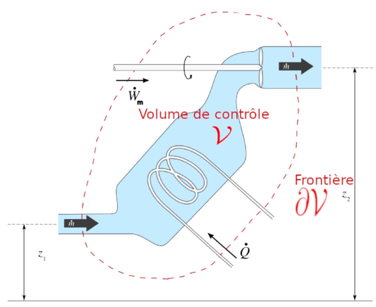
  A 1 bar et 100^{o}C, c'est quasiment le cas : le calcul de la masse volumique pour un gaz parfait de constante $r = 462$ J.K^{-1}.kg^{-1} donne $\rho = 5.8$ kg.m^{-3} et la mesure $\rho = 5.9$ kg.m^{-3} soit 1.5% d'écart.
  Mais à 60 bars et 275^{o}C (pression en sortie du générateur de vapeur dans un Réacteur à Eau sous Pression du palier 900 MWe) ce n'est plus du tout vrai : le calcul pour un gaz parfait donne une masse volumique $\rho_v = 23.7$ kg.m^{-3} alors qu'en réalité elle est de 30.8 kg.m^{-3}, soit un écart de 30%.

i. D'après le NIST (`http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/`), à 155 bars et 280^{o}C, $\rho = 764.3$ kg.m^{-3} et à 155 bars et 320^{o}C, $\rho = 680.2$ kg.m^{-3}

Bilans dans un volume de contrôle fixe

Rappels sur les différents types de systèmes au sens thermodynamique

- Fermé : pas d'échange de matière avec l'extérieur ;
- Ouvert : échange possible de matière à travers ses frontières ;
- Mécaniquement isolé : pas d'action extérieure ;
- Adiabatique : pas d'échange de chaleur avec l'extérieur ;
- Thermodynamiquement isolé : pas d'échange de travail ni de chaleur ni de matière.



Trois lois de conservation fondamentales pour un système *matériel* (fermé)

- Masse $\mathcal{M}$: en l'absence de réaction nucléaires ou chimiques, la masse se conserve :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\mathcal{M} = 0$$

- Quantité de mouvement $\vec{P}$: principe fondamental de la dynamique :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\vec{P} = \Sigma\vec{F}_{ext}$$

- Energie interne $\mathcal{E}$ + énergie cinétique macroscopique E_k : premier principe de la thermodynamique :

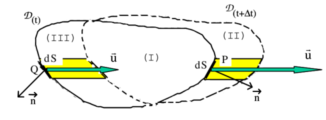
$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\mathcal{E} + E_k) = \dot{W}_{ext} + \dot{Q}_{ext}$$

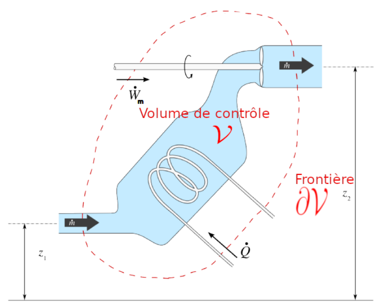
Théorème de transport de Reynolds : pour passer d'un système *matériel* à un volume de contrôle *géométrique* (fixe) $\mathcal{V}$

- Soit $\mathcal{G}(t)$ une grandeur macroscopique définie sur un système ***matériel*** $\mathcal{D}(t)$. On note $g(\vec{x}, t)$ la grandeur volumique associée :

$$\mathcal{G}(t) = \int_{\mathcal{D}(t)} g(\vec{x}, t)\mathrm{d}v$$

- Théorème de transport de Reynolds (démonstration dans le polycopié)



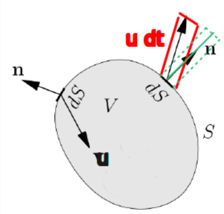


$$\boxed{\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\mathcal{G}(t) = \int_{\mathcal{V}} \frac{\partial g}{\partial t}\mathrm{d}v + \oint_{\partial\mathcal{V}} g\,(\vec{u}\cdot\vec{n})\,\mathrm{d}s}$$

Variation temporelle = Accumulation au cours du temps + Flux net sortant

Termes de flux : transport par l'écoulement à travers les surfaces du volume de contrôle

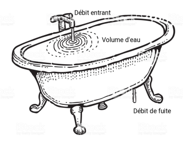
Rappel sur le sens du terme $(\vec{u} \cdot \vec{n})\, \mathrm{d}s$:

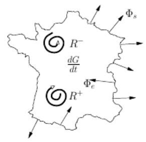


- Pendant le temps $\mathrm{d}t$, le fluide qui va sortir par la surface $\mathrm{d}s$ est contenu dans le volume prismatique (en rouge sur l'illustration), obtenu par extrusion dans la direction $\vec{u}$ de la surface $\mathrm{d}s$ sur une longueur $u\mathrm{d}t$.
- Le volume d'un prisme oblique est égal à la surface de la base multipliée par la **hauteur**, ici de longueur $\vec{u} \cdot \vec{n}$ (le volume en vert).
- Donc *par unité de temps*, le volume de fluide qui **sort** est donné par $(\vec{u} \cdot \vec{n})\, \mathrm{d}s$.

Formalisme universel pour les bilans

- Exemple de la baignoire : $\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}$ Volume eau = flux volume entrant - flux volume sortant
- Exemple d'un pays :
  $\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}$ Population = flux migratoire entrant - flux migratoire sortant + taux de naissance - taux de décès





- Bilan généralisé pour la grandeur $\mathcal{G}(t)$ associée au volume de contrôle fixe :

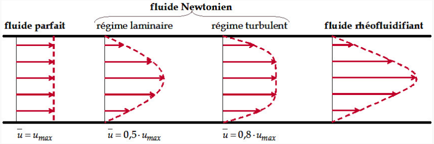
$$\boxed{\underbrace{\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_{\mathcal{V}} g\mathrm{d}v}_{\text{Variation de }\mathcal{G}} = \underbrace{-\oint_{\partial\mathcal{V}} g\left(\vec{u}\cdot\vec{n}\right)\mathrm{d}s}_{\text{Flux net de }g} + \underbrace{\int_{\mathcal{V}} P_g \mathrm{d}v}_{\text{Sources en volume de }g} + \underbrace{\oint_{\partial\mathcal{V}} \Phi_g\cdot\vec{n}\mathrm{d}s}_{\text{Sources surfaciques de }g}}$$

Pour un fluide :

$\mathcal{G}(t)$	$g(\vec{x}, t)$	Sources volume P_g	Sources surfaciques Φ_g
$\mathcal{M}$ masse	ρ masse volumique	0	0
$\vec{P}$ quantité de mouvement	$\rho\vec{u}$	$\rho\vec{g}$ pesanteur	$\bar{\bar{\sigma}} = -p\mathbb{I} + \bar{\bar{\sigma}}_v$ tenseur des contraintes
$\mathcal{E} + E_k$ énergie interne + énergie cinétique	$\rho\left(e + \frac{1}{2}u^2\right)$	$\rho\vec{g} \cdot \vec{u} + r$ puissance forces + rayonnement	$\bar{\bar{\sigma}} \cdot \vec{u} - \vec{q}$ puissance forces + flux de chaleur

Bilan enthalpique, en régime permanent, dans l'approximation quasi-uniforme

Approximation de l'écoulement quasi-uniforme



- On intègre sur des surfaces d'entrée ou de sortie.
- On utilise des vitesses moyennes *débitantes* U_{out} et U_{in} telles que (attention au signe de $\vec{u} \cdot \vec{n}$) :

$$\dot{m}_{in} = \int_{S_{in}} (\rho \vec{u} \cdot \vec{n}) \, \mathrm{d}s = -\rho_{in} S_{in} U_{in}$$

$$\dot{m}_{out} = \int_{S_{out}} (\rho \vec{u} \cdot \vec{n}) \, \mathrm{d}s = \rho_{out} S_{out} U_{out}$$

- De même, on introduit des pressions moyennes, altitudes moyennes et enthalpies moyennes dans les sections.
- En régime permanent le débit massique se conserve, on introduit *en valeur absolue* :

$$\dot{m} = \rho_{in} S_{in} U_{in} = \rho_{out} S_{out} U_{out}$$

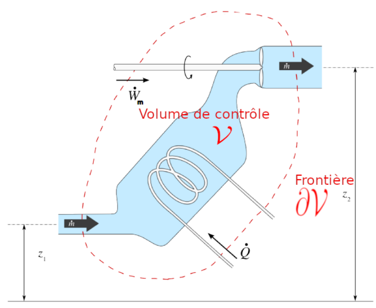
Bilan enthalpique

Application du bilan d'énergie à un composant de circuit fluide (1$^{\text{er}}$ principe en système ouvert, en régime permanent, dans l'approximation quasi-uniforme) :

Volume de contrôle géométrique autour d'un élément de circuit V, limité par une surface fermée ∂V à travers laquelle on peut avoir échange, de masse m, de travail W et de chaleur Q avec l'extérieur.

Comment expliciter

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\mathcal{E} + E_k) = \dot{W}_{ext} + \dot{Q}_{ext} \; ?$$

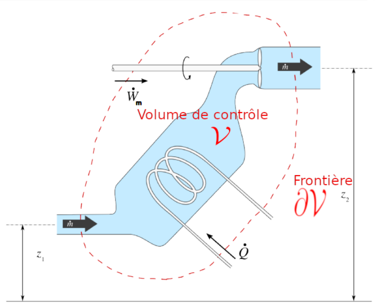


Bilan enthalpique

Première étape :

$$\dot{m}\Delta_{in}^{out}\left(e+\frac{1}{2}u^2\right)=\dot{W}_{ext}+\dot{Q}_{ext} \quad (1)$$

- Oui, mais de quoi est constituée $\dot{W}_{ext}$ la puissance de tous les efforts extérieurs ?
- Tous les efforts extérieurs = forces dérivant d'un potentiel (conservatives) + forces de pression entrée/sortie + le reste (travail technique)



Bilan enthalpique

Travail de transvasement, travail technique et enthalpie

1. On peut exprimer le travail des forces de pesanteur sous forme de gradient d'énergie potentielle.
2. Les forces extérieures de pression sur les surfaces entrée/sortie vont se traduire par un *travail de transvasement* :

- Pour pousser un volume V_{in} de fluide, l'extérieur donne au système :

$$W_{in} = p_{in} V_{in} = \frac{p_{in}}{\rho_{in}} m_{in}$$

  Soit un travail par unité de masse :

$$w_{in} = \frac{p_{in}}{\rho_{in}}$$

- Pour extraire le fluide, le système restitue au milieu extérieur :

$$w_{out} = -\frac{p_{out}}{\rho_{out}}$$

Le travail de transvasement $\frac{p}{\rho}$ est ajouté à l'énergie interne massique pour donner l'*enthalpie massique* ;

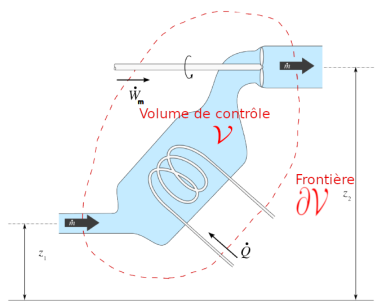
$$h = e + \frac{p}{\rho}$$

Bilan enthalpique

Deuxième étape : on fait « passer à gauche » les termes d'énergie potentielle et le travail de transvasement

$$\dot{m}\Delta_{in}^{out}\left(h+\frac{1}{2}u^2+gz\right)=\dot{W}_m+\dot{Q}_{ext} \tag{2}$$

Il ne reste dans le membre de droite que la *puissance mécanique échangée via des machines* (puissance « technique »)



Relation de Bernoulli généralisée

Energie mécanique :

- On prend le bilan de quantité de mouvement;
- On fait le produit scalaire avec $\vec{u}$;
- $\Rightarrow$ Théorême de l'énergie cinétique (Revoir vos cours de mécanique du point et d'un ensemble de points matériels, lien).
- En version stationnaire :

$$\dot{m}\Delta_{in}^{out}\underbrace{\left(\frac{p}{\rho}+\frac{1}{2}u^2+gz\right)}_{\text{énergie mécanique}} = \underbrace{\dot{W}_m}_{\text{puissance technique}} + \underbrace{\dot{W}_{comp} - \dot{W}_{mech\ loss}}_{\text{puissance efforts intérieurs}} \tag{3}$$

- Puissance des efforts intérieurs, somme de deux termes

$$\dot{W}_{comp} = \int_{\mathcal{V}} p\,\mathrm{div}(\vec{u})\mathrm{d}v$$

$$\dot{W}_{mech\ loss} = \int_{\mathcal{V}} \left(\bar{\bar{\sigma}}_v : \vec{\nabla}\vec{u}\right)\mathrm{d}v$$

- Dissipation d'énergie mécanique d'origine visqueuse ($\dot{W}_{mech\ loss} \geqslant 0$).

Energie interne :

- On prend le bilan d'énergie totale (Eq. 2) ;
- On prend le bilan d'énergie mécanique (Eq. 3) ;
- La différence (Eq. 2)−(Eq. 3) $\Rightarrow$ bilan d'énergie interne (Eq. 4).
- En version stationnaire :

$$\dot{m}\Delta_{in}^{out}(e) = \dot{Q}_{ext} - \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{mech\ loss} \tag{4}$$

- La dissipation d'énergie mécanique agit comme source d'énergie interne.

Autre présentation de la relation de Bernoulli généralisée

Notion de charge hydraulique (1/2)

- Pour un fluide *parfait*, en écoulement incompressible (masse volumique $\rho = \mathrm{cte}$), en régime stationnaire, on montre que le long d'une ligne de courant :

$$p + \frac{1}{2}\rho u^2 + \rho \mathrm{g} z = \mathrm{cte} = p_{tot}$$

- p est la pression, u la vitesse, g l'accélération de la pesanteur et z l'altitude.
- p_{tot} est la *pression totale*.
- Vérifiez que les trois termes sont homogènes à une pression.
- Connaissez-vous la démonstration du « théorème de Bernoulli » ? (voir lien)

Rôle d'une turbomachine, rappels d'hydraulique

Notion de charge hydraulique (2/2)

- Ce « théorème » traduit la **conservation de l'énergie mécanique** pour une particule fluide, sans processus irréversibles.
- Montrer que 1 Pa $=$ 1 J.m^{-3} (la pression thermodynamique est une densité volumique d'énergie).
- En divisant par ρ, on a une formulation en termes d'*énergie massique* (en J.kg^{-1}). L'**énergie mécanique totale par unité de masse** de la particule fluide e_{mech} est :

$$e_{mech} = \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}u^2 + \mathrm{g}z$$

- Pour l'hydraulique à la surface de la terre, en divisant par la pesanteur de référence $\mathrm{g} = 9.81\,\mathrm{m.s}^{-2}$, on obtient la *charge hydraulique* $\mathcal{H}$, en J.N^{-1} ou en mètre de colonne d'eau (m.c.e) :

$$\mathcal{H} = \frac{p}{\rho \mathrm{g}} + \frac{u^2}{2\mathrm{g}} + z$$

Bilans d'énergie mécanique dans un circuit hydraulique (1/4)

- Dans un circuit, on va s'intéresser à des quantités *moyennées sur les sections* de conduite, en intégrant les équations générales de bilan sur des volumes de contrôles limités par ces sections.
- On considère ainsi des vitesses moyennes (ou *débitantes*) notée C à partir de maintenant, et des pressions moyennes sur les sections.
- En fluide réel, la viscosité est à l'origine de *frottements*, et d'une **dissipation irréversible** d'énergie mécanique [ii] correspondant au travail des forces intérieures : la « perte de charge ».
- Entre deux sections 1 et 2, sans échange de travail mécanique avec l'extérieur, la perte de charge (e_{loss} ou δp_{loss}) [iii] vaut :

$$e_{mech,1} - e_{mech,2} = e_{loss} \text{ ou } p_{tot,1} - p_{tot,2} = \rho e_{loss} = \delta p_{tot,loss}$$

- On doit alors consulter des abaques ou utiliser des corrélations pour calculer cette perte de charge, souvent exprimée par un coefficient sans dimension ξ qui dépend de la vitesse d'écoulement, de la viscosité et de la géométrie [iv]

$$\delta p_{tot,loss} = \xi\,(Re, \ldots)\,\frac{1}{2}\rho C^2$$

ii. En quoi se traduit cette dissipation ?

iii. Remarque : $e_{loss} > 0$

iv. Cette dépendance est exprimée en fonction du nombre de Reynolds Re et d'éventuels autres nombres sans dimension comme la rugosité relative,...

Rôle d'une turbomachine, rappels d'hydraulique

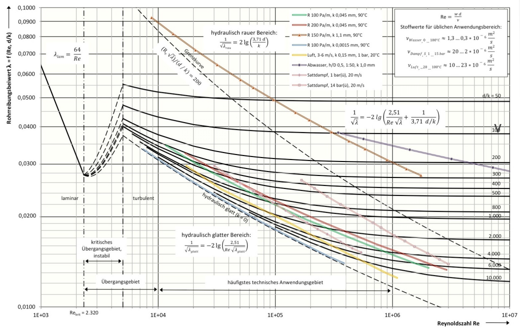
Bilans d'énergie mécanique dans un circuit hydraulique (2/4)

Pour un tuyau de longueur L, de diamètre D, avec une rugosité k on a la notion de perte de charge régulière ($\propto L$) :

$$\delta p_{tot,loss} = \lambda\left(Re, \frac{k}{D}\right)\frac{L}{D}\frac{1}{2}\rho C^2$$

Le coefficient sans dimension λ, fonction de Re et de $\frac{k}{D}$ est un *coefficient de pertes de charge régulières*.

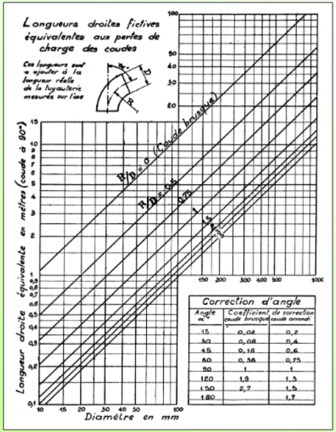
$Re = \frac{\rho C D}{\mu}$ est un nombre de Reynolds, avec μ la viscosité dynamique (en Pa.s).



v. Rappel : pour l'eau à température ambiante, $\mu \simeq 10^{-3}$ Pa.s et $\rho \simeq 10^3$ kg.m^{-3}

Bilans d'énergie mécanique dans un circuit hydraulique (3/4)

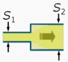
Les singularités sont représentées par des longueurs équivalentes ou des coefficients singuliers :



Correction d'angle		
Angle α°	Coefficient de correction coude brusque	Coefficient de correction coude arrondi
15	0,02	0,2
30	0,08	0,4
45	0,18	0,6
60	0,38	0,75
90	1	1
120	1,9	1,3
150	2,7	1,5
180		1,7

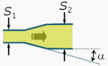
Elargissement brusque

$K = (1 - S_1/S_2)^2$



Divergent

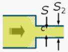
$K = (1 - S_1/S_2)^2 \sin\alpha$



Rétrécissement brusque

$K = (1/\mu - 1)^2$

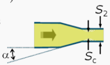
$\mu = S_c/S_2$



Convergent

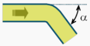
$K = (1/\mu - 1)^2 \sin\alpha$

$\mu = S_c/S_2$

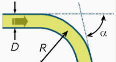


Coude brusque

$K = \sin^2\alpha + 2\sin^4\frac{\alpha}{2}$



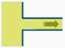
Coude arrondi



$K = \frac{\alpha}{\pi}\left[0{,}131 + 1{,}847 (D/R)^{7/2}\right]$

Entrée de canalisation brusque

$K = 0{,}5$



Entrée de canalisation progressive

$K = 0{,}04$

Rôle d'une turbomachine, rappels d'hydraulique

Bilans d'énergie mécanique dans un circuit hydraulique (4/4)

- Une pompe ou une turbine échange de l'énergie mécanique avec le fluide :
- Elle fait varier la charge hydraulique du fluide en conséquence, entre son aspiration *a* et son refoulement *r*.
- On parle de sa « Hauteur Manométrique Totale » (HMT) ou de son Delta de pression totale (ΔP_t) :

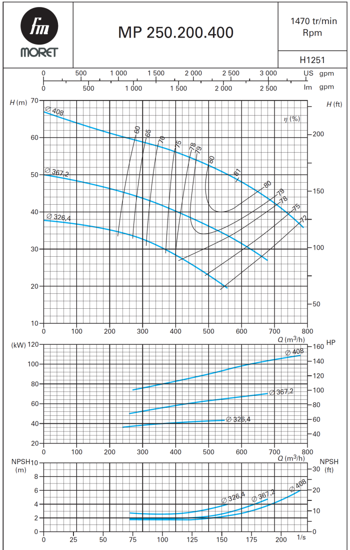
$$HMT = \mathcal{H}_r - \mathcal{H}_a \text{ ou } \Delta P_t = p_{tot,r} - p_{tot,a}$$

- La HMT d'une machine dépend du débit Q et $HMT = f(Q)$ constitue sa *caractéristique*.
- Relation de Bernoulli généralisée entre un point 1 et un point 2 avec pompes, turbines [vi] et pertes de charge [vii] :

$$\mathcal{H}(1) + HMT_{pump} = \mathcal{H}(2) + |HMT_{turbine}| + \delta\mathcal{H}_{1\to2}$$

vi. On a $HMT_{pump} > 0$ et en toute rigueur $HMT_{turbine} < 0$

vii. Notée ici $\delta\mathcal{H}_{1\to2}$



Caractéristiques obtenues pour un fonctionnement en liquide de densité 1 et viscosité cinématique de l'ordre de 1 cSt.

Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge.

- $HMT_{pump} = f(Q_v)$ pour un fluide donné, à vitesse de rotation donnée;
- Puissance sur arbre $P_a = f(Q_v)$;
- rendement global :

$$\eta_g = \frac{\rho g HMT_{pump} \times Q_v}{P_a}$$

- $NPSH = f(Q_v)$: charge hydraulique totale minimale pour ne pas caviter.

Exercices

Calcul du débit dans le circuit primaire d'un réacteur nucléaire

Connaissant la puissance thermique dégagée dans le cœur du réacteur d'une centrale à eau sous pression du palier 900 MWe, $Q = 2785$ MW, et les températures froides $T_f = 284^oC$ et chaudes $T_c = 322^oC$ en entrée et sortie du réacteur, calculer le débit massique dans la totalité du circuit primaire.

D'après le NIST, à 155 bars et 284^oC, $c_p = 5.139$ kJ.kg^{-1}.K^{-1} et $h = 1253.3$ kJ.kg^{-1} et à 155 bars et 322^oC, $c_p = 6.240$ kJ.kg^{-1}.K^{-1} et $h = 1465.4$ kJ.kg^{-1}.

Echauffement de l'eau dans une pompe

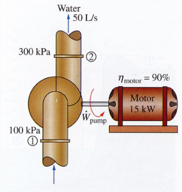


Figure – Données pour le fonctionnement de la pompe

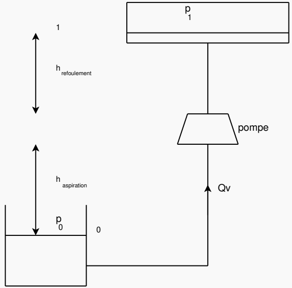
Une pompe est alimentée avec un moteur électrique de 15 kW dont le rendement est de 90%. Elle véhicule un débit d'eau ($\rho = 1000$ kg.m^{-3}) de 50 L.s^{-1} et élève sa pression de 100 kPa à 300 kPa (voir Fig. 1. Calculer le rendement hydraulique de la pompe et l'élévation de température de l'eau (prendre $c_v = 4.18$ kJ.kg^{-1}.K^{-1}, il y a également quelques hypothèses à effectuer et à justifier).

Exercices

Adaptation pompe/circuit

Une pompe centrifuge aspire de l'eau dans un premier réservoir ouvert et la refoule dans un réservoir fermé situé en altitude. Les caractéristiques de ce circuit sont les suivantes :

- La surface libre du premier réservoir est à la pression absolue $p_0 = 1$ bar. La section est de 100 m^2, le niveau d'eau initial est de 0.1 m.
- Le tuyau d'aspiration a un diamètre de 100 mm, une rugosité de 500 μm, et une longueur équivalente de 36 m. La hauteur géométrique à l'aspiration est $h_{ga} = 3$ m.
- Le réservoir fermé est rempli d'air à la pression absolue $p_1 = 2$ bars. Sa hauteur est de 10 m et sa section de 100 m^2.
- Le tuyau de refoulement a un diamètre de 100 mm, une rugosité de 500 μm, et une longueur équivalente de 125 m. La hauteur géométrique au refoulement est $h_{gr} = 12$ m.



Exercices

Adaptation pompe/circuit

1. Calculer le débit de fonctionnement du système circuit et pompe, en supposant un fonctionnement stationnaire.
2. Quelle est la puissance dépensée ?
3. Que se passe-t-il si la section du réservoir haut diminue fortement ?

Caractéristiques de la pompe