Principes de la thermodynamique pour un système en écoulement

Extrait du programme

Enfin, les transferts thermiques sont pris en compte afin d'exprimer les principes de la thermodynamique pour un système en écoulement.

Notions et contenus	Capacités exigibles
5. Énergétique des fluides en écoulement laminaire stationnaire dans une conduite.	
Travail indiqué massique d'une machine. Bilan d'énergie.	Relier la notion de travail indiqué à la présence de parties mobiles. Établir un bilan de puissance pour un circuit hydraulique ou pneumatique avec ou sans pompe.
Premier et deuxième principes pour un écoulement stationnaire unidimensionnel d'un système à une entrée et une sortie.	Établir et utiliser les premier et deuxième principes formulés avec des grandeurs massiques. Identifier les termes à négliger en fonction du contexte étudié. Relier l'entropie massique créée aux causes d'irréversibilité.

Sommaire

4 Questions de cours

1) Qu'appelle-t-on travail indiqué ?

2) Établir un bilan de puissance pour un circuit hydraulique avec pompe.

3) Etablir l'expression du premier principe pour un système ouvert.

4) Quels termes peuvent être usuellement négligés ? Pourquoi ?

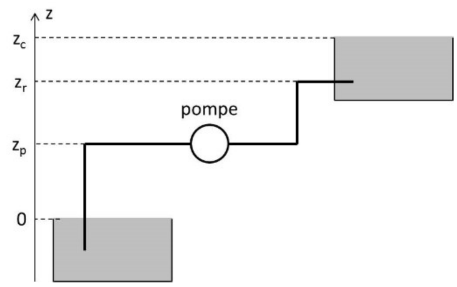
5) Etablir l'expression du deuxième principe pour un système ouvert.

6) Quelles peuvent être les causes d'irréversibilité lors d'un écoulement ?

5 Exercices type oral

5.1 Adduction d'un village

On s'intéresse au réseau d'alimentation en eau potable d'un village. En régime stationnaire, une pompe aspire de l'eau dans un bassin, dont l'altitude de la surface libre sert d'origine à l'axe (Oz) vertical ascendant. La conduite d'aspiration reliant le bassin à la pompe est de longueur $L_a = 20m$ et de diamètre $D_a = 0{,}20m$. Elle comporte un coude pour lequel la perte de charge singulière a pour coefficient $\alpha_a = 4{,}5$. La pompe est à une altitude $z_p = 3{,}0m$.



La conduite de refoulement qui emmène l'eau de la pompe au château d'eau est de longueur $L_r = 3{,}2km$ et de diamètre $D_r = 0{,}20m$. Elle comporte deux coudes pour lesquels la perte de charge singulière totale a pour coefficient $\alpha_r = 2{,}25$. L'arrivée de cette conduite est à une altitude $z_r = 240m$. Dans le château d'eau, la surface libre de l'eau est à une altitude $z_c = 250m$. Ces deux conduites sont réalisées avec le même matériau et présentent une rugosité $k = 0{,}80mm$. La pompe fonctionne jour et nuit, avec un débit $Q_v = 115\ m^3.h^{-1}$.

Le coefficient de perte de charge singulière est défini par : $\alpha = \frac{2\Delta P_{sing}}{\mu v^2}$

où ΔP_{sing} représente les pertes de charge singulière, v la vitesse de l'écoulement

Le coefficient de perte de charge régulière est défini par : $\lambda = \frac{2D\Delta P_{reg}}{\mu L v^2}$

où ΔP_{reg} représente les pertes de charge régulières, v la vitesse de l'écoulement, D le diamètre de la conduite et L la longueur de la conduite.

La valeur du nombre de Reynolds permet de savoir si le fluide s'écoule en régime laminaire ou turbulent. Il est défini par : $Re = \frac{\mu v D}{\eta}$

<u>Données</u> :
- masse volumique de l'eau : $\mu = 10^3 kg.m^{-3}$
- viscosité de l'eau : $\eta = 10^{-3} Pl$
- accélération de la pesanteur : $g = 10 m.s^{-2}$

1) Déterminer la vitesse v_a dans la conduite menant du bassin à la pompe. Quel est la valeur du nombre de Reynolds de l'écoulement dans la conduite ? Que peut-on en conclure ?

2) A l'aide de l'abaque ci-dessous, déterminer la valeur du coefficient de perte de charges régulière λ pour ces conduites. Que valent alors les pertes de charges régulières dans la conduite menant du bassin à la pompe ? et dans la conduite menant de la pompe au château d'eau ?

3) Que valent les pertes de charges singulières dans la conduite menant du bassin à la pompe ? et dans la conduite menant de la pompe au château d'eau ?

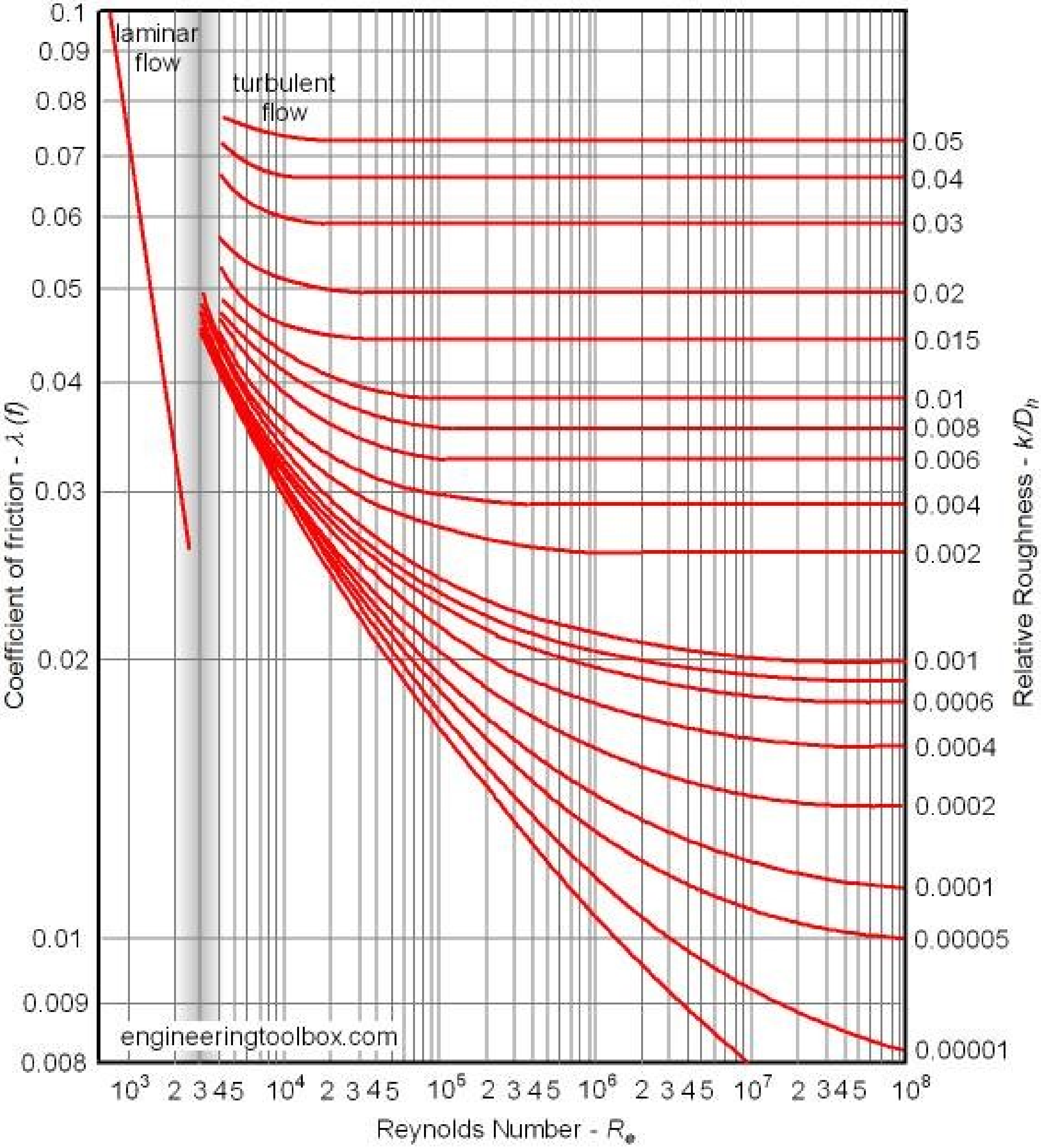
4) Quelle est la différence de pression ΔP_1 entre le bassin et l'entrée de la pompe ?

5) Quelle est la différence de pression ΔP_2 entre la sortie de la pompe et le château d'eau ?

6) Déterminer la puissance mécanique que doit fournir la pompe nécessaire au fonctionnement de cette installation.

<u>**Aides au calcul :**</u>

$\frac{1{,}15}{3{,}600} = 0{,}319$	$\frac{3{,}19}{\pi} = 1{,}0$	$\frac{2{,}9 \times 3{,}2}{2} = 4{,}6$	$3{,}19 \times 2{,}73 = 8{,}71$


laminar flow
turbulent flow
engineeringtoolbox.com
Coefficient of friction - λ (f)
0.1
0.09
0.08
0.07
0.06
0.05
0.04
0.03
0.02
0.01
0.009
0.008
Relative Roughness - k/D_h
0.05
0.04
0.03
0.02
0.015
0.01
0.008
0.006
0.004
0.002
0.001
0.0006
0.0004
0.0002
0.0001
0.00005
0.00001
10^3 2 3 4 5 10^4 2 3 4 5 10^5 2 3 4 5 10^6 2 3 4 5 10^7 2 3 4 5 10^8
Reynolds Number - R_e

5.2 Détente d'un gaz parfait dans une tuyère

Dans une tuyère, le gaz subit une détente spontanée dans une conduite de forme bien choisie. Au cours de cette évolution, l'énergie cinétique du fluide s'accroit. Il est donc raisonnable de négliger l'énergie cinétique massique d'entrée, mais pas celle de sortie. On peut par contre toujours négliger les énergies potentielles de pesanteur.

Dans le cadre d'essais, un gaz parfait diatomique ($\gamma = 1{,}4$) traverse une tuyère calorifugée, dans laquelle il acquiert une vitesse d'écoulement v_s sans apport de travail utile : la forme des parois de la tuyère permet l'acquisition de cette vitesse macroscopique lors de la détente. L'état du gaz en entrée est défini par $T_e = 900K$ et $P_e = 1{,}5bar$. La pression de sortie est égale à $P_s = 1bar$.

1) Déterminer la température de sortie si la détente est réversible.

2) En appliquant le premier principe à l'écoulement d'une unité de masse de fluide à travers la tuyère, relier la vitesse v_s à la variation d'une fonction d'état pertinente.

3) Déterminer la vitesse d'éjection. On donne : $c_P = 10^3 J.kg^{-1}.K^{-1}$

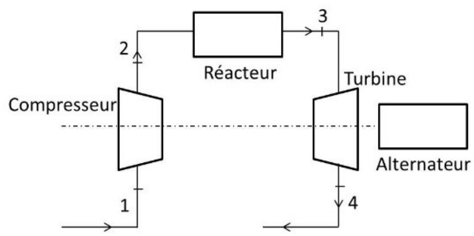
4) On précise que la vitesse du son dans un gaz parfait s'écrit : $c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}}$ où $M = 29g.mol^{-1}$. L'écoulement est-il subsonique (nombre de Mach $M_a = \frac{v_s}{c} < 1$) ?

Aides au calcul :

$(1{,}5)^{-\frac{0{,}4}{1{,}4}} = 0{,}9$	$0{,}9 \times 900 = 801$	$\sqrt{19{,}8} = 4{,}44$	$\sqrt{\frac{1{,}4 \times 8{,}31 \times 8{,}01}{2{,}9}} = 5{,}67$

5.3 Prise en compte des irréversibilités dans une installation de production d'électricité

On étudie une installation complexe mettant en jeu de l'air, assimilé à un gaz parfait de capacité thermique massique $c_p = 1kJ.kg^{-1}.K^{-1}$, de masse molaire $M = 29g.mol^{-1}$ et de coefficient $\gamma = 1{,}40$. Admis à la pression $P_1 = 1bar$ et à la température $T_1 = 293K$, l'air est comprimé dans le compresseur (C) jusqu'à la pression $P_2 = 8{,}3bar$; puis la conduite qui transporte le fluide traverse un réacteur où se déroule une réaction de combustion sans partie mobile.



L'air subit alors une transformation isobare au cours de laquelle il reçoit un transfert thermique portant sa température à la valeur $T_3 = 1260K$; une détente dans une turbine calorifugée ramène finalement la pression du gaz à la valeur $P_4 = 1bar$. Le travail récupéré dans la turbine sert à entrainer le compresseur ainsi que l'alternateur, ces trois machines étant montées sur le même arbre de transmission.

Dans tout l'exercice, on suppose parfaite la liaison mécanique entre le compresseur, la turbine et l'alternateur. La conversion électromécanique dans l'alternateur s'effectue avec un rendement $\eta_a = 0{,}95$. Le rendement de l'installation est défini comme le rapport de la puissance électrique fournie par l'alternateur à la puissance thermique apportée au fluide au niveau du réacteur.

1) Modélisation idéalisée

Dans le compresseur et la turbine, les évolutions sont supposées adiabatiques et réversibles.

a) Déterminer la température dans les états (2) et (4) en exploitant les propriétés de l'air.

b) En déduire les travaux et transferts thermiques massiques dans le compresseur, le réacteur et la turbine.

c) Quel est le rendement de l'installation dans cette modélisation négligeant les irréversibilités ?

2) Discussion de la réversibilité

Dans l'installation réelle, on a mesuré la température aux différents points : $T'_2 = 576K$ et $T'_4 = 760K$.

a) Compte tenu de ces valeurs, les évolutions dans le compresseur et la turbine sont-elles adiabatiques et réversibles ?

b) Déterminer numériquement la variation d'entropie massique au cours de ces deux transformations. Commenter les résultats.

3) Dans la suite de l'exercice, on retient un modèle de compression et de détente réelles adiabatiques, mais pouvant présenter des irréversibilités. Les valeurs de température sont celles mesurées dans l'installation réelle.

a) Déterminer le travail massique de compression.

b) Faire de même pour la détente.

c) Calculer le transfert thermique massique reçu par le fluide dans le réacteur.

d) En déduire le rendement de l'installation.

Aides au calcul :

$(8,3)^{\frac{0,4}{1,4}} = 1,8$	$1,8 \times 293 = 536$	$(8,3)^{-\frac{0,4}{1,4}} = 0,55$	$0,55 \times 1260 = 688$
$\frac{3,19}{7,24} = 0,44$	$0,95 \times 0,44 = 0,42$	$\frac{217}{684} = 0,32$	$0,95 \times 0,32 = 0,30$

6 DM pour le 20/11/2023

I Puisage de l'eau pour l'irrigation

Pour l'irrigation des cultures sous serre, l'eau est puisée à une profondeur $h = 30\,\text{m}$. À la surface libre du puits, la pression de l'eau P_E équivaut à la pression atmosphérique $P_0 = 1{,}0 \times 10^5$ Pa. La pression d'utilisation au niveau du sol est de $P_S = 1{,}5 \times 10^5\,\text{Pa}$. Le débit volumique est de $Q = 1{,}0\,\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$. La conduite possède une section $\Sigma = 2{,}5 \times 10^{-3}\,\text{m}^2$ constante.

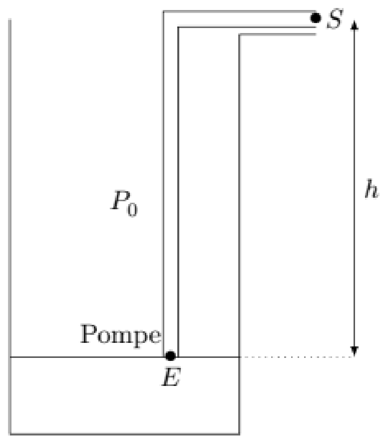


Figure 1

Q 1. On considère l'écoulement d'un fluide parfait incompressible en régime stationnaire. Exprimer la grandeur $\mathcal{C}$ homogène à une pression qui se conserve le long d'une ligne de courant.

Q 2. Existe-t-il des situations pour lesquelles la grandeur $\mathcal{C}$ n'est pas conservée ? Justifier votre réponse en utilisant le schéma de puisage ci-dessus.

On néglige par la suite les pertes de charge.

Q 3. Montrer que la vitesse de l'eau aux points E et S est identique : $v_E = v_S$.

Q 4. Exprimer le travail massique w_i que doit fournir la pompe. Effectuer l'application numérique.

Q 5. En déduire la puissance mécanique de la pompe P_{meca} nécessaire.

Q 6. Le rendement de la pompe vaut $\eta = 0{,}8$. En déduire la puissance électrique absorbée par la pompe. Effectuer l'application numérique.

La figure 2 présente les caractéristiques de différentes pompes. L'abscisse Q du graphe est le débit volumique de la pompe et son ordonnée H la hauteur manométrique. Ici, $H = h + \dfrac{P_S - P_0}{\rho_{\text{eau}} g}$.

Q 7. Parmi les pompes dont les caractéristiques sont présentées figure 2, quel est le numéro de la pompe la mieux adaptée à cette utilisation ? Justifier la réponse.

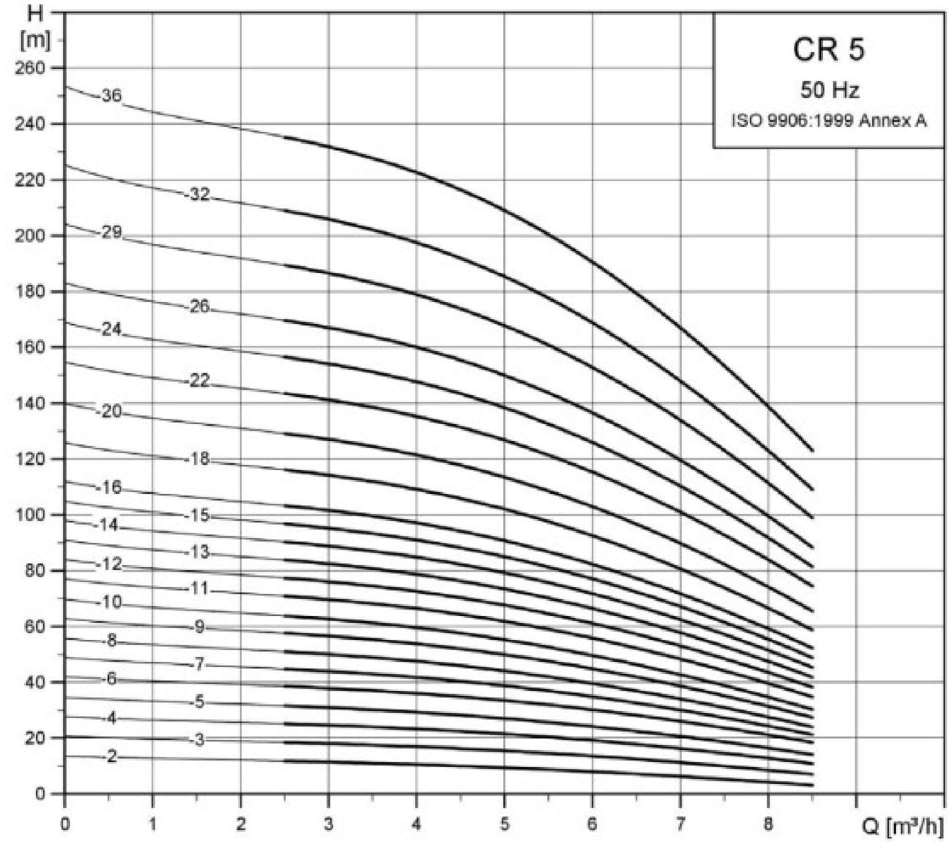

CR 5
50 Hz
ISO 9906:1999 Annex A
H
[m]
Q [m³/h]
-36
-32
-29
-26
-24
-22
-20
-18
-16
-15
-14
-13
-12
-11
-10
-9
-8
-7
-6
-5
-4
-3
-2

Figure 2