TDT2 – Bilans pour un fluide en écoulement stationnaire
& TDT3 – Machines thermiques

0 Exercices classiques vus en cours :

ChT2 - D.2.c & **E.2.c :** Etude d'un compresseur ou d'une turbine
ChT3 – A.2 : Impossibilité de réaliser un moteur monotherme
ChT3 – A.4.a : Rendement ou efficacité de Carnot
ChT3 – C.1 : Moteur basé sur le cycle de Beau de Rochas
ChT3 – D.2 : Machine frigorifique avec changement d'état

Capacités exigibles
Premier et deuxième principes de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire, dans le seul cas d'un écoulement unidimensionnel dans la section d'entrée et la section de sortie. Établir les relations $\Delta h+\Delta e = w_u+q$ et $\Delta s = s_e+s_c$ et les utiliser pour étudier des machines thermiques réelles à l'aide du diagramme (P,h).

<u>Données pour l'ensemble des exercices :</u>

- Expressions de l'entropie d'un gaz parfait :

$$* \; S(T,V) = \frac{nR}{\gamma-1} ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + nRln\left(\frac{V}{V_0}\right) + S_0 \qquad * \; S(P,V) = \frac{nR}{\gamma-1} ln\left(\frac{P}{P_0}\right) + \frac{nR\gamma}{\gamma-1}\, ln\left(\frac{V}{V_0}\right) + S_0$$

$$* \; S(T,P) = \frac{nR\gamma}{\gamma-1} ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - nRln\left(\frac{P}{P_0}\right) + S_0$$

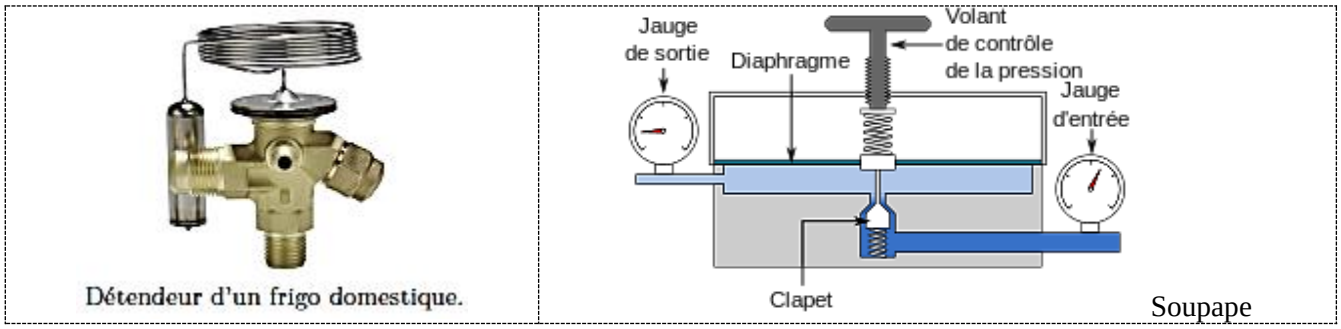
- Expressions de l'entropie d'une phase condensée idéale :

$$S\,(T) = Cln\left(\frac{T}{T_0}\right) + S_0$$

1 ✎ Détendeur – Détente de Joule-Thomson

Un détendeur est un organe, sans partie mobile, visant à abaisser la pression d'un fluide en forçant son passage à travers un bouchon poreux, un tube capillaire, ou encore une soupape ajustable.
La transformation subie par le fluide au sein du détendeur est appelée détente ou laminage.

Détendeur



Détendeur d'un frigo domestique. Soupape

1) On considère un fluide en écoulement stationnaire dans un détendeur calorifugé, où on peut négliger les variations d'énergies cinétique et potentielle massiques. Montrer que la détente est isenthalpique.
2) On modélise le gaz subissant la détente par un gaz parfait. Déterminer l'expression de l'entropie créée massique en fonction de R, de la masse molaire du gaz M et des pressions P_e et P_s.

2 ✐ Tuyère *(d'après CCINP MP 2018)*

Un ensemble module lunaire et fusée est satellisé sur une orbite terrestre. La fusée permet de modifier la trajectoire en orbite de transfert puis, en orbite lunaire. C'est la propulsion des gaz éjectés qui est à l'origine de la « poussée » par la fusée.

Les moteurs des fusées éjectent des produits gazeux issus de la combustion d'un mélange combustible (ergols) à travers une tuyère (figure 3) de section variable $A(x)$ (figure 4).

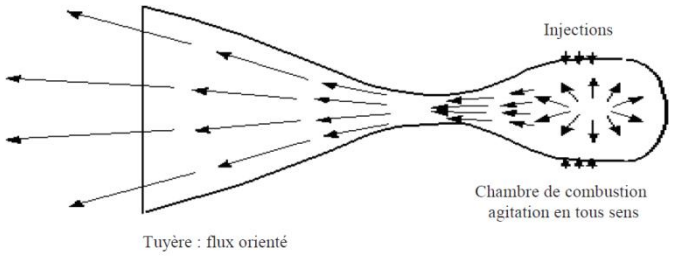


Figure 3 – Tuyère

Q1. L'écoulement du gaz schématisé en figure 4 est supposé <u>unidirectionnel</u> (variable notée x), <u>stationnaire</u> et <u>isentropique</u>. Définir les mots soulignés de la phrase précédente. Pourquoi, à votre avis, peut-on faire l'hypothèse du caractère isentropique ?

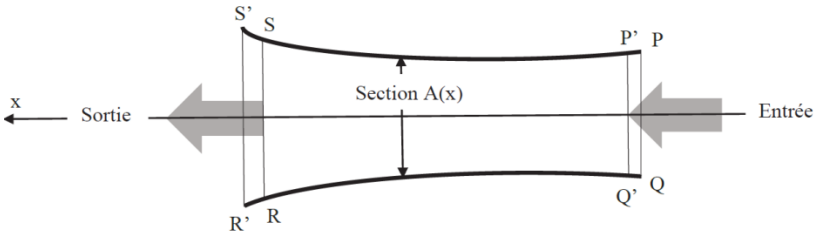


Figure 4 – Écoulement du gaz

Q2. Rappeler la loi de Laplace, caractéristique d'une évolution isentropique, liant la pression P et le volume V d'une masse de gaz parfait caractérisé par un coefficient γ. La traduire par une relation entre la température et la pression.

Q3. Exprimer l'enthalpie H d'une quantité n de gaz parfait en fonction de n, R, T et γ à une constante additive près.

L'écoulement adiabatique dans la tuyère est schématisé sur la **figure 4**. Dans les questions **Q4, Q5** et **Q6**, on note avec un indice e toute grandeur caractéristique de l'écoulement en entrée et avec un indice s toute grandeur caractéristique de l'écoulement en sortie. Le débit massique à travers une section est noté D_m. On note avec une lettre minuscule les grandeurs massiques : par exemple si V représente un volume alors v représente un volume massique, v_e et v_s représentent respectivement le volume massique en entrée et le volume massique en sortie. La vitesse de l'écoulement en x est notée $c(x)$.

Q4. Exprimer le travail infinitésimal des forces de pression, entre les instants t et $t + dt$, reçu par le système fermé suivi dans son mouvement du volume $PQRS$ (occupé à t) au volume $P'Q'R'S'$ (occupé à $t + dt$) en fonction de D_m, dt, des pressions P_e et P_s, des volumes massiques v_e et v_s.

Q5. Appliquer le premier principe au même système fermé pour établir $h_e + \frac{1}{2}c_e^2 = h_s + \frac{1}{2}c_s^2$. Quelle relation peut-on écrire entre $A(x), c(x), v(x)$ et D_m ?

Q6. On assimile le gaz en écoulement à un gaz parfait de masse molaire M. En négligeant l'énergie cinétique massique d'entrée dans la tuyère, exprimer l'énergie cinétique massique en sortie de celle-ci, en fonction des pressions P_e et P_s, de la vitesse du son $C = \sqrt{\frac{R\gamma T_e}{M}}$ en entrée de la tuyère et de γ. Évaluer numériquement le rapport $\frac{cs}{C}$ pour une diminution de pression de 80 bars à 1 bar en prenant la valeur du coefficient γ = 1,4.

3 ✎ Echangeur thermique simple flux

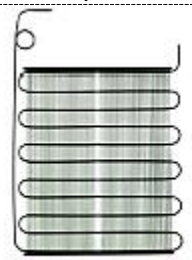
Un échangeur thermique est un dispositif, sans partie mobile, assurant un transfert thermique entre deux fluides sans les mélanger.

Dans un échangeur simple flux, un seul écoulement est forcé, l'autre étant assuré par convection naturelle.

Les échangeurs thermiques sont souvent désignés en fonction de leur finalité :

Condenseur = échangeur thermique visant à liquéfier une vapeur ;

Evaporateur = échangeur thermique visant à vaporiser un liquide.



Condenseur arrière d'un frigo domestique

On considère un fluide en écoulement stationnaire dans un échangeur simple flux où on peut négliger les variations d'énergies cinétique et potentielle massiques du fluide.

Le fluide extérieur est modélisé par un thermostat.

1) Via un bilan d'énergie massique, exprimer le transfert thermique massique reçu par le fluide.

2) Préciser le signe du transfert thermique massique reçu par le fluide selon qu'il traverse un condenseur ou un évaporateur.

4 ✎ Chauffage de l'eau d'une piscine *(d'après CCINP TSI 2025)*

Dans cette partie, on aborde le chauffage de l'eau d'un des bassins du parc aquatique.
Ce bassin, d'un volume total de 200 m^3, doit être maintenu à une température de 26 °C pour le confort des baigneurs. Une chaudière au butane C_4H_{10}, d'une puissance P de 100 kW, est actuellement installée mais une étude est réalisée pour remplacer celle-ci par une pompe à chaleur.

La pompe à chaleur prévue pour le remplacement de la chaudière utilise comme fluide frigorigène le R290, c'est-à-dire du propane.
Ce fluide subit un cycle de transformations dont on donne la description simplifiée :

- point A : vapeur saturée à la température θ_A et à la pression p_A ;
- du point A au point B : compression adiabatique irréversible jusqu'à la pression p_B et la température θ_B ;
- du point B au point C : refroidissement isobare pour atteindre un état de liquide saturant ;
- du point C au point D : détente isenthalpique jusqu'à la pression p_D ;
- du point D au point A : le fluide se vaporise complètement.

Données
θ_A = 0 °C environ ; p_A = 5 bar p_B = 15 bar ; θ_B = 80 °C p_D = 5 bar

Q30. À l'aide du diagramme fourni sur le **Document Réponse (DR)**, évaluer l'enthalpie massique de vaporisation Δh_{vap} du fluide R290 à 0 °C.

Q31. Tracer sur votre copie l'allure du graphe d'évolution de cette enthalpie massique de vaporisation en fonction de la température.

Q32. Placer les points A, B, C et D du cycle de transformations sur le **DR**. Tracer l'allure du cycle de transformations sur le même document en indiquant son sens de parcours.

Q33. Décrire l'état du fluide au point D, en donnant en particulier la fraction massique en gaz x_g.

Q34. En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide en écoulement permanent et en formulant d'éventuelles hypothèses simplificatrices, calculer le travail massique de compression w_{AB}.

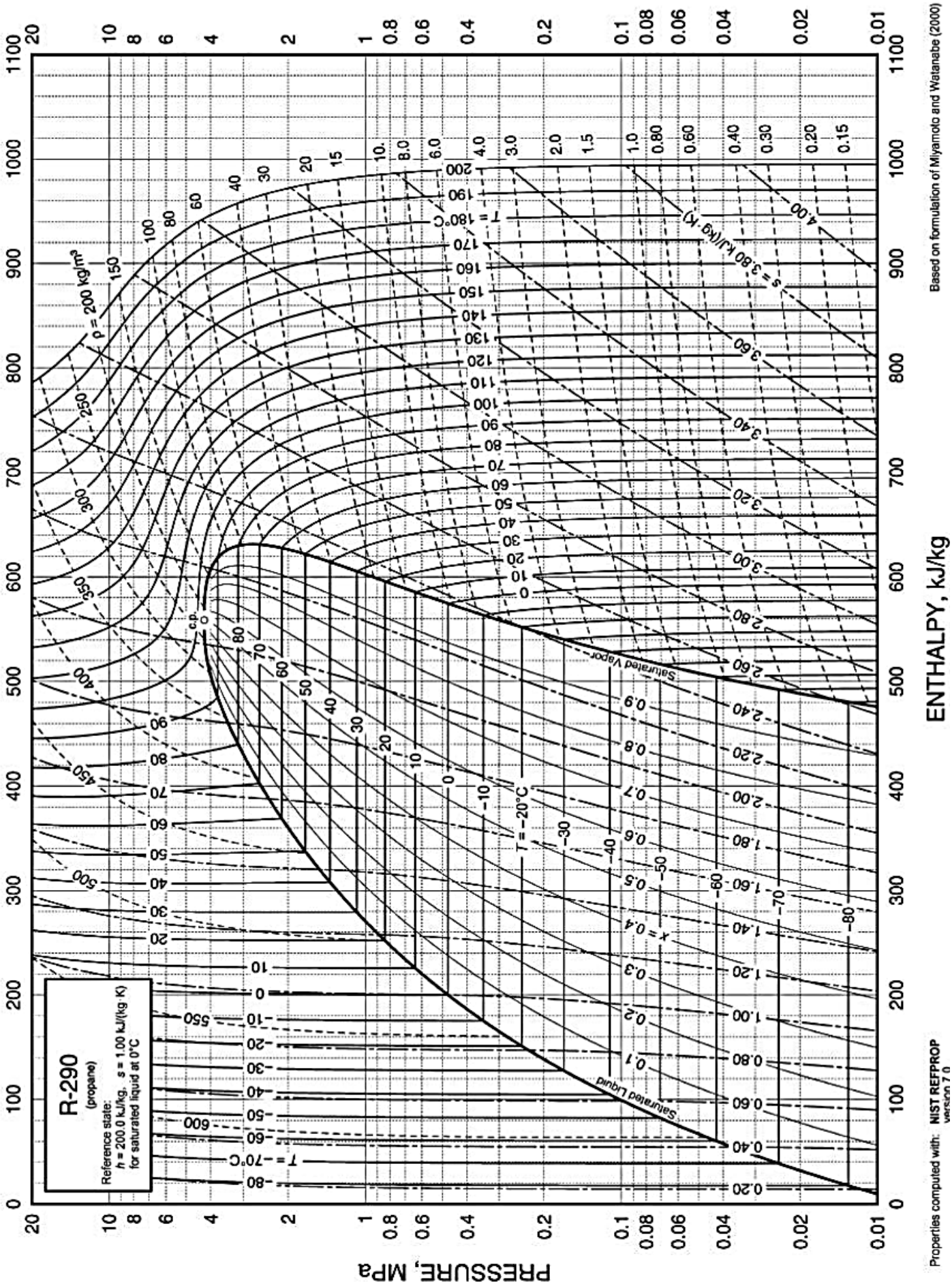
Q35. Déterminer, par un raisonnement similaire, l'énergie thermique massique q_{cond} échangée par le fluide au niveau du condenseur.

Q36. Définir et calculer l'efficacité ε de cette pompe à chaleur.

On souhaite que la pompe à chaleur ait une puissance thermique P = 100 kW, identique à celle de la chaudière qu'elle remplace. Par la suite, on suppose une efficacité ε = 3,0.

Q37. Calculer le débit massique D_m du fluide R290 dans l'installation.

Q38. Déterminer la puissance utile du compresseur de cette installation.


R-290
(propane)
Reference state:
h = 200.0 kJ/kg, s = 1.00 kJ/(kg·K)
for saturated liquid at 0°C
ENTHALPY, kJ/kg
PRESSURE, MPa
Saturated Liquid
Saturated Vapor
c.p.
Based on formulation of Miyamoto and Watanabe (2000)
Properties computed with: NIST REFPROP

5 Etude d'une installation nucléaire REP *(d'après CCS2 MP 2016)*

Ce sujet comporte un document réponse à rendre avec la copie. Les données numériques utiles sont fournies page 8.

La France compte 19 centrales nucléaires en exploitation, dans lesquelles tous les réacteurs (58 au total) sont des réacteurs à eau pressurisée. Actuellement, ces installations produisent près de 80% de l'électricité produite en France. Chaque centrale est soumise à un référentiel de normes de sureté et de sécurité évoluant en fonction des enseignements des incidents passés nationaux ou internationaux.

Le but de ce problème est d'étudier quelques aspects liés au fonctionnement d'une centrale nucléaire REP, ainsi que plusieurs dispositions prises en matière de sureté nucléaire : contrôle des rejets de la centrale et surveillance sismique d'un site nucléaire.

I Circuit secondaire et enrichissement de l'uranium

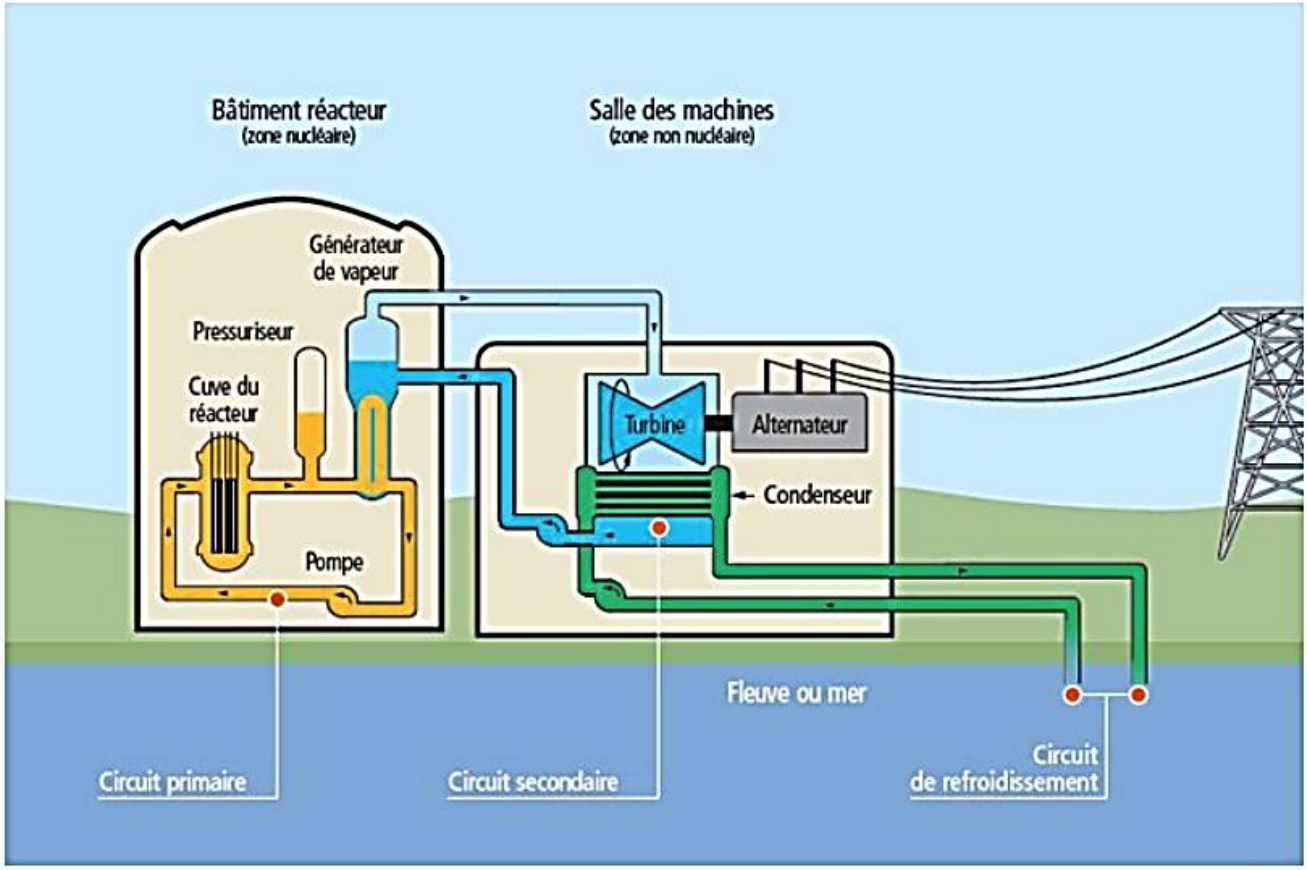


Figure 1 Schéma global d'une centrale nucléaire

Une centrale nucléaire est un site industriel destiné à la production d'électricité, qui utilise comme chaudière un réacteur nucléaire pour produire de la chaleur. Une centrale nucléaire REP (Réacteur à Eau Pressurisée) est constituée de deux grandes zones (voir figure 1) :

- une zone non nucléaire (salle des machines). Dans cette partie, semblable à celle utilisée dans les centrales thermiques classiques, s'écoule de l'eau dans un circuit secondaire. Cette eau est évaporée dans le Générateur de Vapeur (GV) par absorption de la chaleur produite dans la zone nucléaire, puis elle entraine une turbine (T) couplée à un alternateur produisant de l'électricité, ensuite elle est condensée au contact d'un refroidisseur (rivière ou mer ou atmosphère via une tour aéroréfrigérante) et enfin, elle est comprimée avant d'être renvoyée vers le générateur de vapeur ;
- une zone nucléaire (dans le bâtiment réacteur), où ont lieu les réactions nucléaires de fission, qui produisent de l'énergie thermique et chauffent ainsi l'eau sous pression circulant dans le circuit primaire. Le transfert d'énergie thermique entre le circuit primaire et le circuit secondaire se fait dans le générateur de vapeur, où la surface d'échange entre les deux fluides peut atteindre près de 5000 m^2 (réseau de tubulures).

I.A – Description du circuit secondaire de la centrale

Considérons une centrale nucléaire REP produisant une puissance électrique $P_e = 900\,\text{MW}$. Le fluide circulant dans le circuit secondaire est de l'eau, dont l'écoulement est supposé stationnaire. Le cycle thermodynamique décrit par l'eau est un cycle ditherme moteur. L'eau liquide sera supposée incompressible et de capacité thermique massique isobare supposée constante. Le tableau en fin d'énoncé donne diverses données thermodynamiques relatives à l'équilibre liquide–vapeur de l'eau.

I.A.1) Cycle de Carnot

Dans une première approche simplifiée, on considère le moteur ditherme de Carnot fonctionnant de manière réversible entre deux sources de température T_{ch} et T_{fr} ($T_{\text{fr}} < T_{\text{ch}}$).

a) Donner, en la redémontrant, l'expression du rendement de Carnot associé à ce cycle.

b) Donner la valeur numérique de ce rendement en prenant $T_{\text{ch}} = 543\,\text{K}$ et $T_{\text{fr}} = 303\,\text{K}$, les deux températures extrêmes de l'eau dans le circuit secondaire.

c) Sachant qu'un réacteur REP fournit à l'eau du circuit secondaire, via le générateur de vapeur, une puissance thermique $P_t = 2785\,\text{MW}$, que vaut le rendement thermodynamique réel de l'installation ? On supposera que la puissance mécanique transmise à la turbine est intégralement convertie en puissance électrique. Commenter.

I.A.2) Cycle de Rankine

L'eau du circuit secondaire subit les transformations suivantes (représentées dans la figure 2)

- de A à B : dans le générateur de vapeur, échauffement isobare du liquide à la pression $P_2 = 55\,\text{bar}$ jusqu'à un état de liquide saturant (état noté A'), puis vaporisation totale isobare jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (état B) ;
- de B à C : détente adiabatique réversible dans la turbine, de la pression P_2 à la pression $P_1 = 43\,\text{mbar}$;
- en C, le fluide est diphasé ;
- de C à D : liquéfaction totale isobare dans le condenseur, jusqu'à un état de liquide saturant ;
- de D à A : compression adiabatique réversible, dans la pompe d'alimentation, de la pression P_1 à la pression P_2, du liquide saturant sortant du condenseur. On négligera le travail consommé par cette pompe devant les autres énergies mises en jeu.

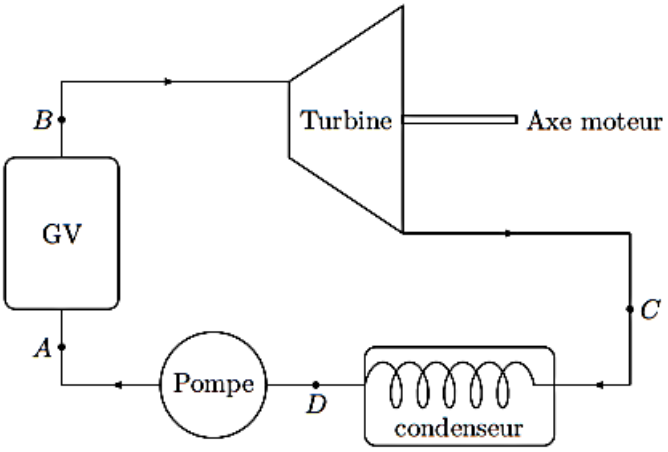


Figure 2 Cycle de Rankine

a) Représenter dans le diagramme de Clapeyron (P, v) l'allure de la courbe de saturation de l'eau, ainsi que les isothermes T_B, T_D et T_{critique}, cette dernière température étant celle du point critique de l'eau. Préciser les domaines du liquide, de la vapeur, de la vapeur saturante. Représenter sur ce même diagramme l'allure du cycle décrit par l'eau du circuit secondaire. Indiquer le sens de parcours du cycle et placer les points A, A', B, C et D.

b) D'après l'extrait de table thermodynamique donné en fin d'énoncé, quelles sont les valeurs des températures, des enthalpies massiques et des entropies massiques aux points A', B et D ? On pourra donner les valeurs sous forme de tableau.

c) Dans le document réponse figure le diagramme enthalpique (P, h) de l'eau. Placer, avec soin et à l'échelle, les points A', B, C, D du cycle. On explicitera la méthode.

d) Dans toute la suite, on négligera les variations d'énergie cinétique et potentielle dans les bilans énergétiques. Exprimer alors, sans démonstration, le premier principe de la thermodynamique pour un fluide en écoulement stationnaire recevant de manière algébrique le travail massique utile w_u et le transfert thermique massique q.

e) Exprimer le travail massique w_{BC} reçu par l'eau dans la turbine. Donner sa valeur numérique, en s'aidant du diagramme enthalpique.

f) Exprimer le transfert thermique massique $q_{AA'}$ reçu par l'eau liquide quand elle passe de manière isobare de la température T_A à la température $T_{A'}$ dans le générateur de vapeur. Donner sa valeur numérique : on considérera $T_A \approx T_D$.

g) Exprimer le transfert thermique massique $q_{A'B}$ reçu par l'eau quand elle se vaporise complètement dans le générateur de vapeur. Donner sa valeur numérique.

h) Calculer alors le rendement de Rankine de l'installation. Comparer au rendement de Carnot et commenter. Comparer au rendement réel et commenter.

i) Dans quel état se trouve l'eau à la fin de la détente de la turbine ? Donner le titre massique en vapeur à l'aide du diagramme enthalpique. En quoi est-ce un inconvénient pour les parties mobiles de la turbine ?

I.A.3) Cycle de Rankine avec détente étagée

Le cycle réel est plus compliqué que celui étudié précédemment (voir figure 3). En effet, d'une part, la détente est étagée : elle se fait d'abord dans une turbine « haute pression » puis dans une turbine « basse pression ». D'autre part, entre les deux turbines, l'eau passe dans un « surchauffeur ». Les transformations sont maintenant modélisées par

- de A à B : dans le générateur de vapeur, échauffement isobare du liquide à la pression $P_2 = 55\,\text{bar}$, jusqu'à un état de liquide saturant (état noté A'), puis vaporisation totale isobare jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (point B) ;
- de B à C' : détente adiabatique réversible dans la turbine « haute pression », de la pression P_2 à la pression $P_3 = 10\,\text{bar}$;
- de C' à B' : échauffement isobare à la pression P_3, dans le surchauffeur, jusqu'à un état de vapeur saturante sèche (point B') ;
- de B' à C'' : détente adiabatique réversible dans la turbine « basse pression », de la pression P_3 à la pression $P_1 = 43\,\text{mbar}$;
- de C'' à D : liquéfaction totale isobare dans le condenseur, jusqu'à un état de liquide saturant ;
- de D à A : compression adiabatique réversible, dans la pompe d'alimentation, de la pression P_1 à la pression P_2, du liquide saturant sortant du condenseur. On négligera le travail consommé par cette pompe devant les autres énergies mises en jeu.

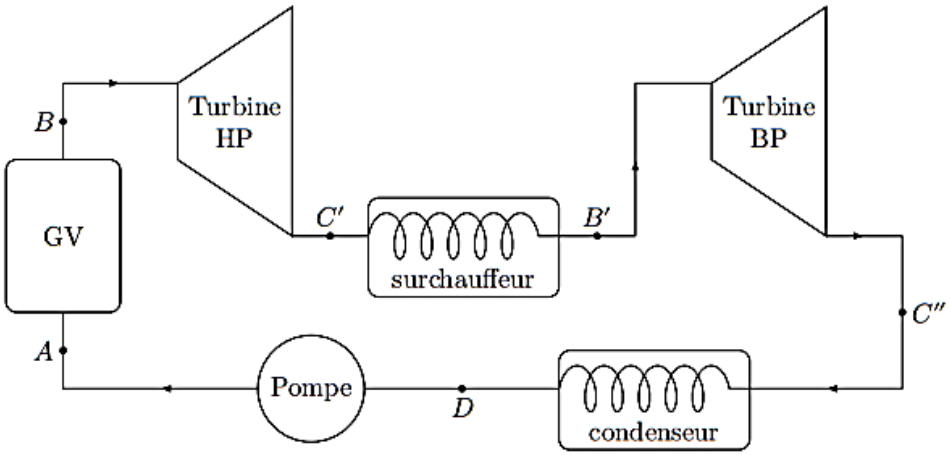


Figure 3 Cycle de Rankine avec une détente étagée

a) Placer les nouveaux points C', B', C'' sur le diagramme enthalpique du document réponse.

b) Comparer les titres massiques en vapeur des points C' et C'' au titre massique en vapeur du point C. Quel est l'intérêt de la surchauffe ?

c) À l'aide du diagramme enthalpique, déterminer le nouveau rendement du cycle. Commenter.

Données

Extrait de table thermodynamique relatif à l'équilibre liquide–vapeur de l'eau

θ (°C)	P_{sat} (bar)	Liquide saturant			Vapeur saturante sèche		
		v_l ($m^3 \cdot kg^{-1}$)	h_l ($kJ \cdot kg^{-1}$)	s_l ($J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$)	v_v ($m^3 \cdot kg^{-1}$)	h_v ($kJ \cdot kg^{-1}$)	s_v ($J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$)
30	0,043	1,0047	125,22	0,4348	32,892	2555,92	8,4530
180	10	1,1276	763,18	2,1395	0,119404	2777,84	6,5854
270	55	1,3053	1190,10	2,9853	0,03505	2788,46	5,9226

θ température

P_{sat} pression de vapeur saturante

v_l volume massique du liquide saturant

h_l enthalpie massique du liquide saturant

s_l entropie massique du liquide saturant

v_v volume massique de la vapeur saturante sèche

h_v enthalpie massique de la vapeur saturante sèche

s_v entropie massique de la vapeur saturante sèche

Capacité thermique massique isobare de l'eau

$$c = 4{,}18\ \mathrm{kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}}$$

Potentiels standard d'oxydo-réduction (à 25 °C)

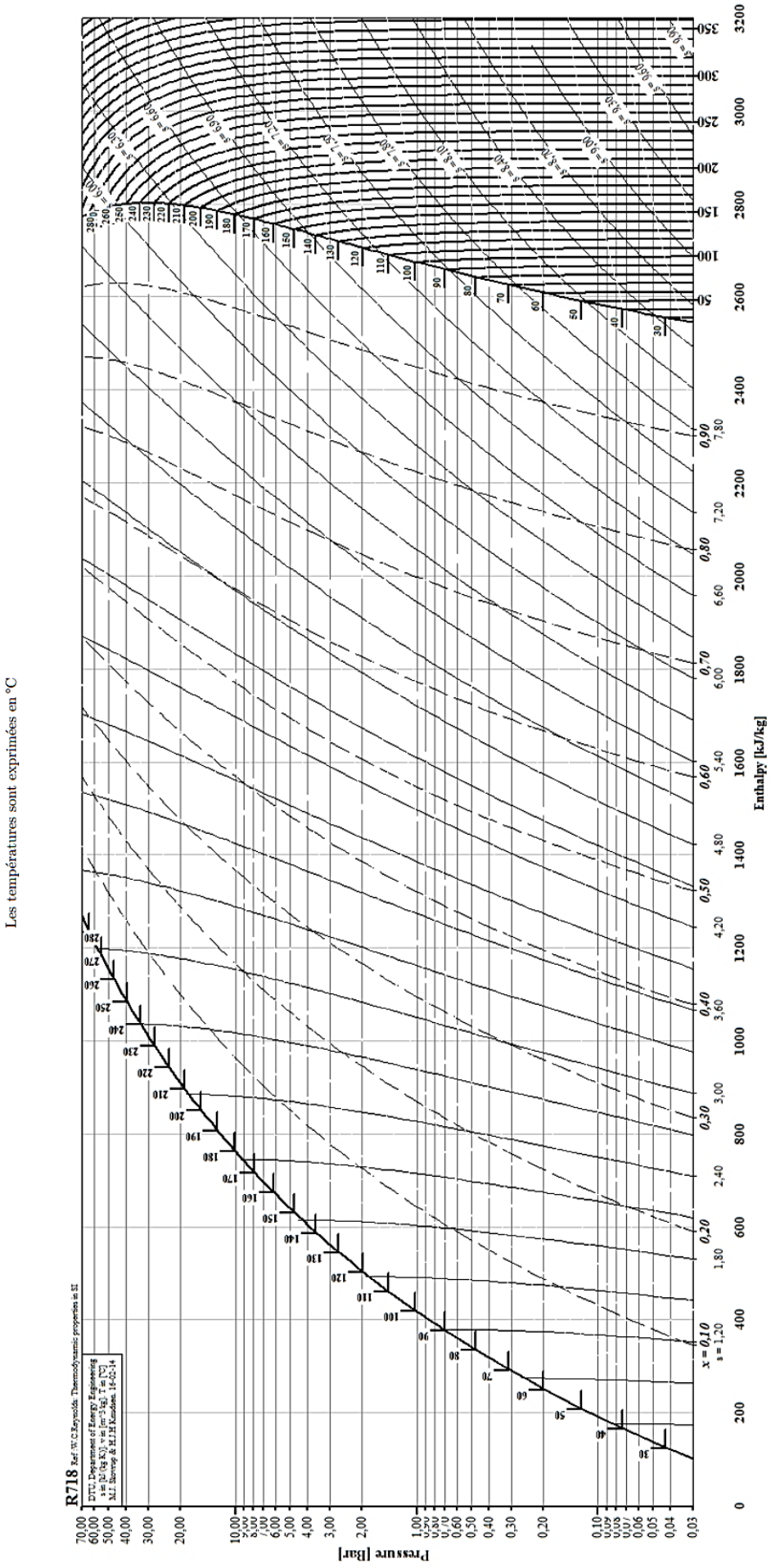
$$E^\circ(H^+/H_2) = 0{,}00\ \mathrm{V} \qquad E^\circ(O_2/H_2O) = 1{,}23\ \mathrm{V}$$

Masses atomiques

Atome	F	^{235}U	^{238}U
Masses atomiques (u)	19,0	235,0	238,0

Constantes diverses

Unité de masse atomique unifiée	$1\ \mathrm{u} = 1{,}66 \times 10^{-27}\ \mathrm{kg}$
Constante de Boltzmann	$k_B = 1{,}38 \times 10^{-23}\ \mathrm{J \cdot K^{-1}}$
Constante des gaz parfaits	$R = 8{,}314\ \mathrm{J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}}$
Constante de Faraday	$F = 96500\ \mathrm{C \cdot mol^{-1}}$
On prendra	$0\ °\mathrm{C} = 273\ \mathrm{K}$



DOC réponse ex 5

6 Etude d'un échangeur thermique *(d'après CCINP MP 2015)*

→ Cas d'éléments à plusieurs entrées / sorties

L'échangeur thermique est un organe fréquemment utilisé dans les installations thermiques. On le trouve dans des pompes à chaleur, des machines à froid ou certains cumulus d'eau chaude.

Le principe d'un échangeur thermique est de permettre le transfert d'énergie thermique entre deux fluides. Dans l'étude menée ici, ce sont :

— l'eau glycolée circulant dans le cumulus d'eau chaude d'une part ;
— l'eau à usage domestique d'une habitation d'autre part.

Ces deux liquides, supposés indilatables et incompressibles, sont mis en contact thermique au sein de l'échangeur via des canalisations dans lesquelles ils se déplacent en sens opposé. C'est dans la zone active de l'échangeur, représentée sur les figures 7 et 8 ci-dessous, que s'opère le transfert thermique entre les deux fluides. Hormis sur leur surface commune, les canalisations sont calorifugées.

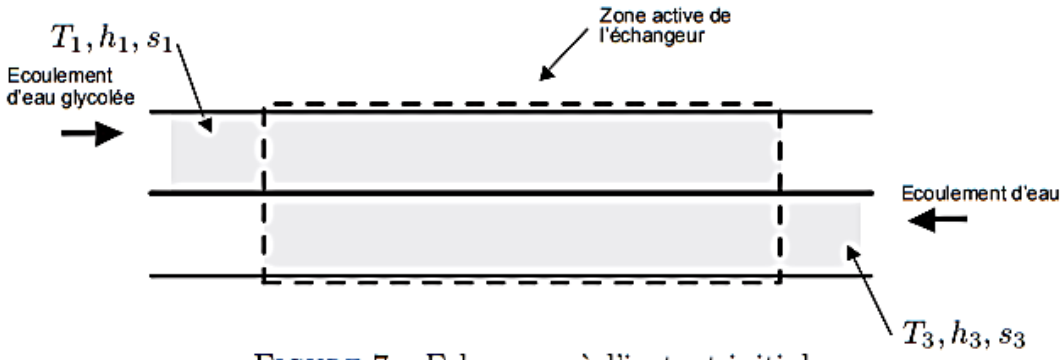


FIGURE 7 – Echangeur à l'instant initial.

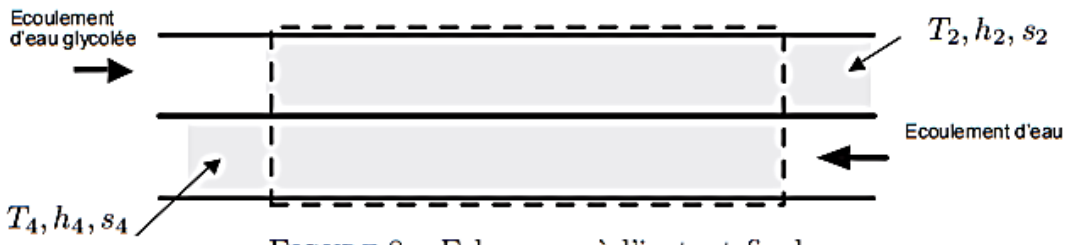


FIGURE 8 – Echangeur à l'instant final.

On note d_e et d_g respectivement le débit massique d'eau et d'eau glycolée. On note également T_i, h_i, s_i respectivement : la température, l'enthalpie massique, l'entropie massique du fluide désigné par $i \in \{1; 2; 3; 4\}$, sachant que :

— $i = 1$ fait référence à l'entrée d'eau glycolée dans la zone active.
— $i = 2$ fait référence à la sortie d'eau glycolée de la zone active.
— $i = 3$ fait référence à l'entrée d'eau dans la zone active.
— $i = 4$ fait référence à la sortie d'eau de la zone active.

Les écoulements sont supposés horizontaux et en régime stationnaire. On néglige la variation d'énergie cinétique des fluides lors de leur passage dans l'échangeur.

II.4. Bilan d'enthalpie

On donne l'expression du premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en écoulement permanent :

$$\sum_{k' \in \text{ Sorties}} d_{k'} h_{k'} - \sum_{k \in \text{ Entrées}} d_k h_k = p_u + p_{th} \ , \tag{4}$$

où p_u désigne la puissance massique échangée entre le système et les parois mobiles qui le délimitent et p_{th} est la puissance massique échangée entre le système et l'extérieur par transfert thermique.

II.4.a. Donner la signification physique des termes du membre de gauche de l'égalité (4).

II.4.b. On note c_e et c_g respectivement la capacité thermique massique de l'eau et de l'eau glycolée. Déterminer la relation entre : c_g, c_e, d_g, d_e, T_1, T_2, T_3 et T_4. Il est attendu de définir très clairement le système d'étude.

II.4.c. On donne : $c_g = 3,29\,\mathrm{kJ.kg^{-1}.K^{-1}}$, $c_e = 4,18\,\mathrm{kJ.kg^{-1}.K^{-1}}$, $d_g = 10,0\,\mathrm{kg.s^{-1}}$, $T_1 = 10,0\ °\mathrm{C}$, $T_2 = 15,0\ °\mathrm{C}$, $T_3 = 15,0\ °\mathrm{C}$ et $T_4 = 12,0\ °\mathrm{C}$. Calculer numériquement le débit massique d'eau d_e.

II.5. Bilan d'entropie

II.5.a. Ecrire une relation analogue à (4) traduisant le second principe de la thermodynamique pour un système ouvert en écoulement permanent et donner la signification physique de chacun des termes intervenant dans cette relation.

II.5.b. Déterminer l'expression du taux de création d'entropie par unité de temps dans l'échangeur. Effectuer l'application numérique et indiquer l'origine physique de l'irréversibilité le cas échéant.

<u>Donnée</u> : l'entropie d'un corps indilatable et incompressible, de capacité thermique massique c et de température T, est donnée, à une constante additive près, par : $s(T) = c\ln T + cte$.

7 Turboréacteur double corps, avec soufflante, à flux séparés *(d'après CCS2 PSI 2020)*

Cette partie étudie, de façon simplifiée, le fonctionnement du turboréacteur double-flux séparés et double-corps du type CFM56 qui équipe l'Airbus A320. Pour cela, on se place dans le cadre d'un test au sol sur un banc d'essai fixe. La figure 7 présente le schéma de principe simplifié du turboréacteur.

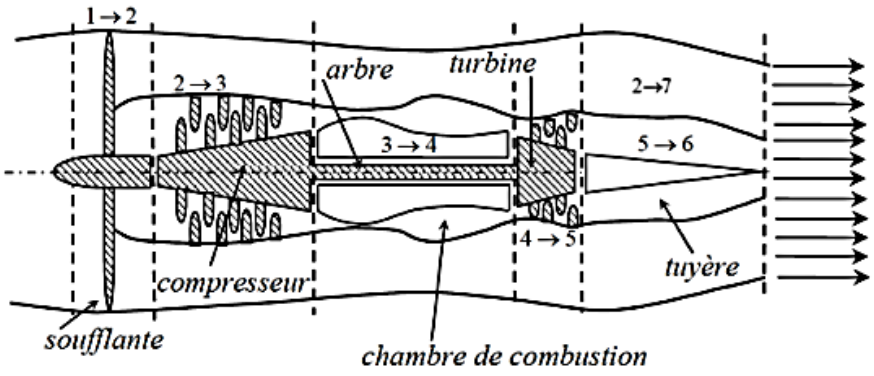


Figure 7

L'air est aspiré (étape $1 \to 2$) par la soufflante à la température $T_1 = 288$ K et à la pression $P_1 = 1$ bar. Il se divise ensuite en deux flux, le flux primaire de débit massique D_{m1} et le flux secondaire de débit massique D_{m2}. On note $\beta = D_{m2}/D_{m1} = 5{,}7$ le facteur de by-pass (taux de dilution) et $D_m = D_{m1} + D_{m2}$ le débit massique total. Le flux primaire, dit *flux chaud* du fait de son passage dans la chambre de combustion, décrit dans le corps principal du turboréacteur les étapes suivantes :

— $2 \to 3$, compression de P_2 à P_3 par un compresseur axial ;

— $3 \to 4$, dans la chambre de combustion où le carburant est injecté, le mélange air-carburant est chauffé par combustion. La flamme est confinée au voisinage des injecteurs alimentés par un débit de kérosène ici négligé devant celui de l'air qui traverse la chambre. La température (température de flamme) s'abaisse ensuite rapidement dans la chambre pour atteindre une valeur compatible avec la tenue des matériaux de la turbine. Les caractéristiques de l'air ne sont pas modifiées par la combustion. On prendra en sortie de la chambre de combustion $T_4 = 1450$ K. La chambre est supposée isobare ;

— $4 \to 5$, détente partielle dans la turbine axiale ;

— $5 \to 6$, détente dans la tuyère, de la pression P_5, à vitesse supposée nulle, jusqu'à la pression ambiante $P_6 = 1$ bar où une première contribution à la poussée est produite.

Le flux secondaire, dit *flux froid*, s'écoule sans perte de charge autour du corps principal et passe directement dans une tuyère séparée de la première où l'essentiel de la poussée est produite. En sortie de cette tuyère $P_7 = 1$ bar et la température est notée T_7.

Les taux de compression de la soufflante et du compresseur sont respectivement donnés par $P_2/P_1 = 2$ et $P_3/P_2 = 13$.

On suppose que le régime est stationnaire et que l'énergie potentielle de pesanteur du fluide est partout négligeable devant les autres grandeurs énergétiques. De même on négligera partout l'énergie cinétique du fluide sauf en sortie des tuyères. Les évolutions dans la tuyère, la turbine et le compresseur sont supposées adiabatiques et réversibles. Le système ne comporte aucune pièce mobile en dehors de la turbine, du compresseur et de la soufflante. Le compresseur, la turbine et la soufflante ont un arbre commun supposé sans perte mécanique. On néglige aussi les pertes mécaniques dans le compresseur et dans la turbine.

Q 17. Dans le cadre des hypothèses du problème, hormis dans la chambre de combustion, montrer que le travail massique utile reçu par le gaz pour une transformation de l'état i vers l'état j est donné par :

$$w_{i\to j} = C_{p\,\mathrm{mass}}(T_j - T_i) + \frac{1}{2}(c_j^2 - c_i^2)$$

où c_i est la vitesse du gaz dans l'état i et c_j celle du gaz dans l'état j et où $C_{p\,\mathrm{mass}}$ désigne la capacité thermique massique du gaz.

Q 18. Établir l'expression de la pression P_j en fonction de T_i, P_j, P_i et du coefficient isentropique de l'air γ.

Q 19. En exploitant le couplage mécanique entre turbine, compresseur et soufflante, établir les expressions littérales et les valeurs numériques des températures T_2, T_3, T_5 et de la pression P_5 en sortie de turbine.

Q 20. Établir l'expression littérale et la valeur numérique de c_6, vitesse du gaz du flux chaud à la sortie de la tuyère.

Q 21. Établir également l'expression littérale et la valeur numérique de c_7, vitesse du gaz du flux froid à la sortie de la tuyère.

HP *MP* **Q 22.** Par un bilan de quantité de mouvement sur une surface de contrôle judicieusement choisie, justifier que les poussées produites par les tuyères relatives au flux chaud et froid sont respectivement données par : $F_c = D_{m1}c_6$ et $F_f = D_{m2}c_7$.

Q 23. Exprimer la poussée F du turboréacteur complet uniquement en fonction de D_m, des vitesses d'éjection c_6 et c_7 et du facteur de by-pass.

Q 24. En déduire l'expression et la valeur numérique de la poussée par unité de débit massique D_m, dite *poussée spécifique* du turboréacteur, notée F_s.

Q 25. Quel est le pourcentage de la poussée assurée par le flux chaud ?

Q 26. Lors d'un essai au sol sur banc fixe, le turboréacteur délivre une poussée de 20 kN. Quel débit massique D_m doit alors assurer la soufflante ?

Données

Sauf indication contraire, les valeurs dépendantes de la température sont fournies à 298 K.

Accélération de la pesanteur terrestre	$g = 9{,}8\ \mathrm{m{\cdot}s^{-2}}$
Composition de l'air	N_2 : 80 %, O_2 : 20 %
Masse volumique de l'air sous une pression de 1 bar	$\rho = 1{,}2\ \mathrm{kg{\cdot}m^{-3}}$
Viscosité dynamique de l'air	$\eta = 1{,}8 \times 10^{-5}\ \mathrm{Pa{\cdot}s}$
Coefficient isentropique de l'air	$\gamma = 1{,}4$
Capacité thermique massique à pression constante de l'air	$C_{p\,\mathrm{mass}} = 1{,}0 \times 10^3\ \mathrm{J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K^{-1}}$
Constante des gaz parfaits	$R = 8{,}314\ \mathrm{J{\cdot}K^{-1}{\cdot}mol^{-1}}$