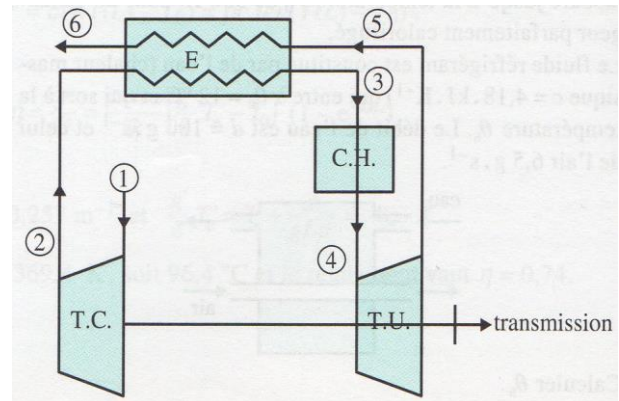


**Exercice 1 : Moteur à turbine**

Le fluide qui circule est de l'air, assimilable à un gaz parfait. On donne  $c_p = 1,00 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$  et  $\gamma = 1,40$ . Le débit massique de l'air est  $D_m = 0,900 \text{ kg.s}^{-1}$ . Le schéma ci-contre représente un moteur : les caractéristiques des éléments du moteur sont détaillées dans la suite de l'énoncé.



**- Turbocompresseur T.C.**

Air aspiré :  $t_1 = 10 \text{ °C}$  et  $P_1 = 1,00 \text{ bar}$  ;  $\frac{P_2}{P_1} = 4,00$ .

Compression adiabatique : rendement indiqué par rapport à l'isentropique :  $\eta_{SC} = 0,900$ .

Par définition :  $\eta_{SC} = \frac{W_i}{W'_i}$  avec  $W_i$  le travail indiqué et  $W'_i$  le travail indiqué d'une isentropique fictive entre l'état 1 et la pression  $P_2$ .

**- Turbine T.U.**

Température d'admission :  $t_4 = 927 \text{ °C}$  ; détente adiabatique, avec  $\eta_{ST} = \frac{W_i}{W'_i} = 0,810$ .

La turbine entraîne le turbocompresseur et la transmission du véhicule.

**- Echangeur calorifugé E**

Efficacité  $\varepsilon = \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2} = 0,740$ .

**- Chambre de combustion C.H.**

Parois calorifugées ; combustion isobare ; rendement  $\eta_C = 0,970$ .

Par définition :  $\eta_C = \frac{\text{chaleur reçue par le fluide}}{\text{chaleur de combustion}}$ .

On néglige :

- les pertes de charges, d'où  $P_2 = P_3 = P_4$  et  $P_5 = P_6 = P_1$  ;
- les variations d'énergie cinétique et potentielle ;
- les variations de température dans les canalisations reliant les différents éléments ;
- les variations de débit dues au combustible injecté.

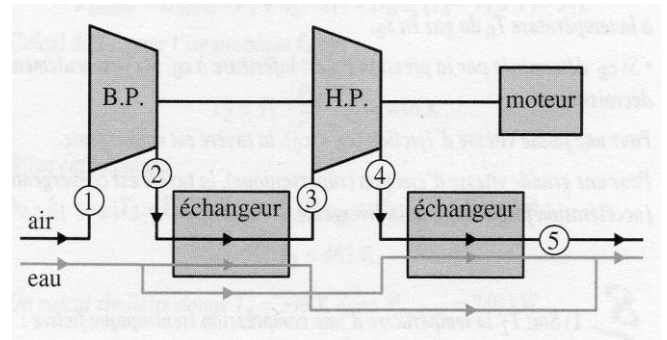
- 1) Calculer la température  $t_2$  ainsi que la puissance  $P_C$  fournie à l'arbre du compresseur.
- 2) Calculer la température  $t_5$  ainsi que la puissance  $P_T$  disponible sur l'arbre de la turbine. En déduire la puissance  $P_u$  reçue par la transmission du véhicule.
- 3) Calculer la température  $t_3$ , le rendement global  $\eta$ , et le débit massique horaire  $D_h$  du combustible, dont le pouvoir calorifique est égal à  $4,00.10^4 \text{ kJ.kg}^{-1}$ .
- 4) Calculer la température  $t_6$  à la sortie de l'échangeur.

## Exercice 2 : Compresseur à deux étages

On étudie le compresseur schématisé sur la figure ci-contre.

On néglige les variations d'énergies cinétique et potentielle de l'air.

L'air est assimilé à un gaz parfait :  $\gamma = 1,40$  ;  $c_p = 1,00 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$ .



L'air est admis dans l'état 1 ( $P_1 = 1,00 \text{ bar}$  et  $T_1 = 300 \text{ K}$ ).

Il est comprimé dans l'étage B.P., jusqu'à la pression  $P_2 = 4,00 \text{ bar}$ . Cet étage est supposé calorifugé, et son rendement par rapport à l'isentropique est  $\eta = 0,900$ .

Par définition :  $\eta = \frac{W'_i}{W_i}$  avec  $W_i$  le travail indiqué et  $W'_i$  le travail indiqué d'une isentropique fictive entre l'état 1 et la pression  $P_2$ .

Il passe dans un échangeur thermique où il subit un refroidissement isobare, jusqu'à la température  $T_3 = 320 \text{ K}$ .

Il est à nouveau comprimé dans l'étage H.P., calorifugé, de rendement  $\eta = 0,900$  par rapport à l'isentropique, jusqu'à la pression  $P_4 = 8,00 \text{ bar}$ .

Il passe enfin dans un échangeur, où il est refroidi de façon isobare jusqu'à la température  $T_5 = 350 \text{ K}$ .

Le débit massique  $D_m$  est de  $1,00 \text{ kg.s}^{-1}$ .

- 1) Tracer l'allure du graphe représentant l'évolution du fluide sur un diagramme de Clapeyron ( $P, v$ ).
- 2) Calculer la puissance fournie par le moteur.
- 3) Les échangeurs sont calorifugés, et le réfrigérant est de l'eau ( $c = 4,18 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) qui entre à  $\theta_1 = 10,0 \text{ }^\circ\text{C}$  et ressort à  $\theta_2 = 30,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Calculer le débit  $D'$  d'eau du circuit de refroidissement.
- 4) Calculer la puissance du moteur et le débit de réfrigérant si on tient compte d'une perte de charge de  $0,20 \text{ bar}$  dans les échangeurs, les pressions  $P_3$  et  $P_5$  restant égales à  $4,00 \text{ bar}$  et  $8,00 \text{ bar}$ .

## Exercice 3 : Cycle de Carnot d'une machine frigorifique

1) Peut-on envisager, avec de la vapeur saturante, de décrire un cycle de Carnot ? Quelles sont alors les transformations ? Quelle forme aura le cycle en diagramme ( $T, s$ ) ?

2) Pour le fréon, on lit dans les tables de vapeur :

Pour  $t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_1 = 2,2 \text{ bar}$ ,  $h_1 = 28,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ,  $s_1 = 0,11 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $h_v = 184 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ,  $s_v = 0,70 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

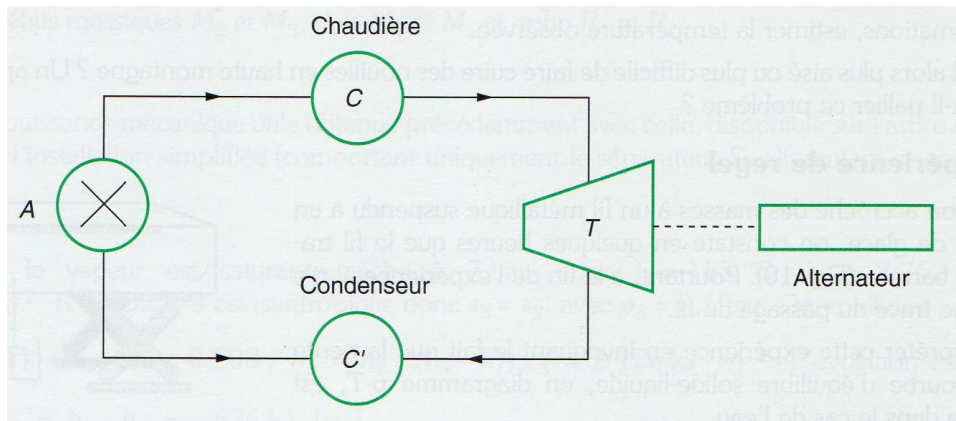
Pour  $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_2 = 15 \text{ bar}$ ,  $h_1 = 96,8 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ,  $s_1 = 0,34 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $h_v = 210 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ,  $s_v = 0,68 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

Quels sont les travaux indiqués et chaleurs massiques mis en jeu si l'on décrit, au cours de l'une des transformations, l'intégralité du palier de saturation à  $t_2$  ?

3) Quel est l'efficacité de cette machine ? Le résultat était-il prévisible ?

#### Exercice 4 : Turbomachine avec changement d'état

On considère une installation comportant une chaudière C, une turbine T, un condenseur C' et une pompe A.



Le fluide utilisé est l'eau, il décrit les cycles suivants :

- La pompe amène le liquide saturant, pris à la sortie du condenseur (état F), jusqu'à la pression  $P_1$  de la chaudière. Cette opération est pratiquement adiabatique et on peut considérer qu'à la sortie de la pompe, le fluide est liquide (état G) pratiquement à la température  $T_2$  du condenseur.
- L'eau est alors injectée dans la chaudière où elle se vaporise de façon isobare ( $P_1$ ). A la sortie de la chaudière, la vapeur est saturante sèche à  $T_1$  (état D).
- Elle subit ensuite une détente adiabatique et réversible dans une turbine T (partie active du cycle). A la sortie de la turbine, le fluide est à la température  $T_2$  et à la pression  $P_2$  du condenseur (point E), où il achève de se liquéfier de façon isobare (point F).

Données :  $T_1 = 523 \text{ K}$ ,  $T_2 = 293 \text{ K}$

Enthalpie massique de vaporisation à  $523 \text{ K}$  :  $l_1 = 1714 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Pression de vapeur saturante à  $523 \text{ K}$  :  $P_1 = 39,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Pression de vapeur saturante à  $293 \text{ K}$  :  $P_2 = 2300 \text{ Pa}$

Enthalpie massique du liquide saturant à  $293 \text{ K}$  :  $h_l = 84 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Enthalpie massique de la vapeur saturante sèche à  $293 \text{ K}$  :  $h_v = 2538 \text{ kJ.kg}^{-1}$

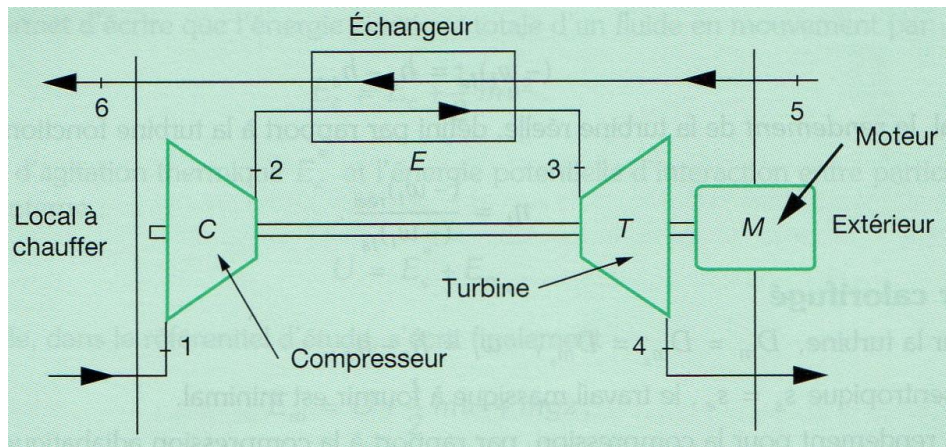
Capacité thermique massique du liquide :  $c_{liq} = 4180 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Volume massique du liquide :  $v_{liq} = 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ .

- 1) Quelle est l'enthalpie massique de vaporisation du fluide à  $293 \text{ K}$  ?
- 2) Déterminer le titre en vapeur du fluide à la sortie de la turbine.
- 3) Déterminer l'enthalpie massique au point E.
- 4) Au point D, l'enthalpie massique vaut  $2800 \text{ kJ.kg}^{-1}$ , quel est le travail massique fourni par la turbine à l'alternateur ?
- 5) Justifier que le travail massique mis en jeu dans la pompe est négligeable devant celui fourni par la turbine.
- 6) Déterminer le rendement de l'installation et le comparer à celui du cycle réversible fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. D'où provient cet écart ?
- 7) Quel débit massique de fluide est nécessaire pour obtenir une puissance convertie par l'alternateur de  $100 \text{ kW}$  ?

### Exercice 5 : Etude d'un conditionneur d'air (d'après banque PT)

L'installation schématisée ci-dessous a pour but de chauffer un local et d'en renouveler son air. Celui-ci est prélevé en (1) et rejeté en (4) et, parallèlement, on aspire de l'air frais en (5) et on l'injecte dans le local en (6).



Hypothèses générales :

- On négligera les variations d'énergie cinétique et potentielle ainsi que les pertes dans les machines. Les évolutions sont réversibles.
- On suppose que le débit massique d'air aspiré dans le local (en (1)) est égal à celui refoulé (en (6)).
- L'air sera assimilé à un gaz parfait défini par sa capacité thermique massique  $c_p = 1,00 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $\gamma = 1,40$ .
- Température extérieure :  $T_5 = 273 \text{ K}$  ; température minimale dans le local :  $T_1 = 293 \text{ K}$ .
- Pression ambiante (dans le local et à l'extérieur) :  $P_1 = P_4 = P_5 = P_6 = 1,00 \text{ bar}$ .
- $\frac{P_2}{P_1}$  étant le taux de compression, on notera :  $x = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ .
- L'échangeur E est calorifugé et est caractérisé par son pincement, noté  $\Delta T$ , ainsi défini :  $\Delta T = T_2 - T_6 = 20 \text{ K}$ .
- Le compresseur et la turbine sont calorifugés.

1) En effectuant des bilans sur les divers éléments, exprimer la puissance  $P_m$  du moteur en fonction du débit  $D_m$ , de  $c_p$ ,  $T_1$ ,  $T_5$ ,  $\Delta T$  et  $x$ .

2) Montrer que  $T_6 = x T_1 - \Delta T$ .

3) Le fait de remplacer l'air vicié par l'air neuf est à l'origine d'un échange thermique entre le local et l'extérieur, soit  $P_{1-6}$  la puissance correspondante, on peut écrire :  $P_{1-6} = D_m c_p (T_6 - T_1)$ . On définit le

coefficient d'effet calorifique :  $\varphi_c = \frac{P_{1-6}}{P_m}$ .

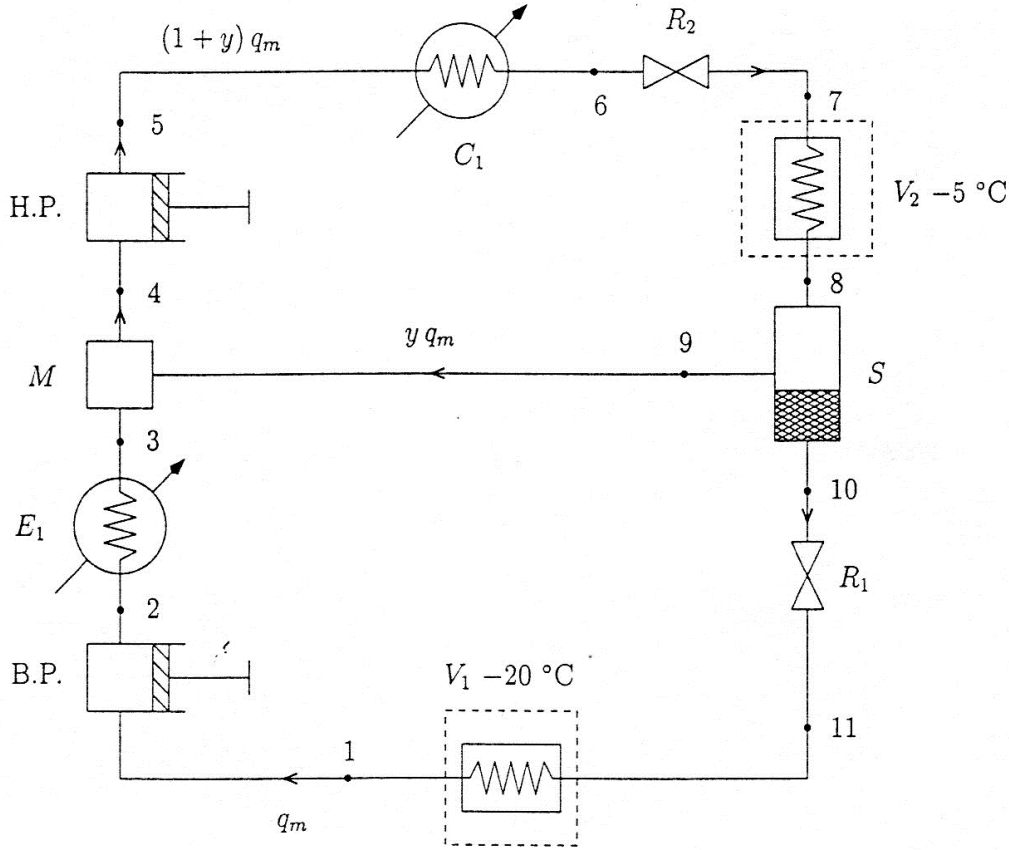
a) Déterminer la valeur numérique de  $x$  rendant  $\varphi_c$  maximal. En déduire la valeur numérique du taux de compression, du coefficient d'effet calorifique et celle de la température  $T_6$ .

b) Par souci de confort, on fixe  $T_6 = 300 \text{ K}$ , recalculer  $x$ , le taux de compression et le coefficient d'effet. Commenter.

**Exercice 6 :** Installation frigorifique à deux étages de froid (d’après banque PT)

Dans tout le problème, on négligera les variations d’énergie cinétique et les variations d’énergie potentielle de pesanteur.

On étudie une machine frigorifique à ammoniac qui permet de refroidir simultanément deux sources dont les températures sont différentes. La machine comporte deux étages, chacun d’eux comprenant un compresseur, un refroidisseur intermédiaire (noté E ou C), un détendeur R, un évaporateur V. Les détendeurs et les compresseurs sont supposés parfaitement calorifugés. Les refroidisseurs et les évaporateurs sont isobares. Les deux étages communiquent par un séparateur S et un mélangeur M, qui sont isobares et parfaitement calorifugés. La figure ci-dessous montre le schéma du dispositif. Les flèches y indiquent le sens de parcours du fluide dans les divers organes de la machine.



**Extrait de table de vapeur :**

t (°C)	P (Pa)	h <sub>l</sub> (kJ.kg <sup>-1</sup> )	s <sub>l</sub> (kJ.K <sup>-1</sup> .kg <sup>-1</sup> )	h <sub>v</sub> (kJ.kg <sup>-1</sup> )	s <sub>v</sub> (kJ.K <sup>-1</sup> .kg <sup>-1</sup> )
-20	1,902.10 <sup>5</sup>	326,7	6,285	1653,0	9,075
-5	3,459.10 <sup>5</sup>	395,0	4,095	1672,6	8,861
20	8,572.10 <sup>5</sup>	511,5			

- **état 1 :** vapeur saturante sèche à -20 °C
- **état 2 :** vapeur surchauffée à P<sub>2</sub>, h<sub>2</sub> = 1740 kJ.kg<sup>-1</sup>
- **état 3 :** t<sub>3</sub> = t<sub>6</sub> = 20 °C, h<sub>3</sub> = 1730 kJ.kg<sup>-1</sup>
- **état 4 :**
- **état 5 :** h<sub>5</sub> = 1820 kJ.kg<sup>-1</sup>
- **état 6 :** liquide saturant à t<sub>6</sub> = 20 °C
- **état 7 :** t<sub>7</sub> = -5 °C
- **état 8 :** mélange liquide – vapeur (vapeur humide) à -5 °C, titre massique en vapeur x<sub>8</sub>
- **état 9 :** vapeur saturante sèche à -5 °C
- **état 10 :** liquide saturant à -5 °C
- **état 11 :** P<sub>11</sub> = 1,902.10<sup>5</sup> Pa

Les températures des deux sources froides sont respectivement égales à  $-5\text{ °C}$  et  $-20\text{ °C}$ .

Le débit massique est égal à  $q_m$  dans l'étage basse pression, il est égal à  $(1+y)q_m$  dans l'étage haute pression. Le premier effet frigorifique s'effectue à  $-20\text{ °C}$  dans l'évaporateur  $V_1$ , où la vaporisation est totale, le second à  $-5\text{ °C}$  dans l'évaporateur  $V_2$ , où la vaporisation est partielle. Le cahier des charges du dispositif prévoit l'absorption d'une puissance thermique  $P_{qh} = 58,0\text{ kW}$  à  $-5\text{ °C}$  et d'une puissance thermique  $P_{qb} = 23,2\text{ kW}$  à  $-20\text{ °C}$ . On pose  $a = P_{qh}/P_{qb}$ .

- 1) Sachant que le refroidisseur  $E_1$ , le mélangeur  $M$ , le séparateur  $S$  et l'évaporateur  $V_2$  sont isobares, quelle est la pression aux états 2, 3, 4, 7, 8, 9 et 10 ?
- 2) Calculer les enthalpies massiques de vaporisation à  $-5\text{ °C}$  et  $-20\text{ °C}$ , respectivement  $l_{vap}(-5\text{ °C})$  et  $l_{vap}(-20\text{ °C})$ .
- 3) Calculer les titres massiques en vapeur  $x_7$  et  $x_{11}$  dans les états 7 et 11.
- 4) On extrait du séparateur  $S$  la vapeur saturante sèche (état 9) et le liquide saturant (état 10) du mélange liquide – vapeur de l'état 8. Exprimer la relation entre  $y$  et  $x_8$ , titre massique en vapeur dans l'état 8.
- 5) Exprimer  $a$  en fonction de  $l_{vap}(-5\text{ °C})$  et  $l_{vap}(-20\text{ °C})$ ,  $x_7$ ,  $x_8$  et  $x_{11}$ .
- 6) En déduire les valeurs numériques de  $x_8$  et  $y$  ainsi que l'enthalpie massique  $h_8$ .
- 7) Calculer l'enthalpie massique  $h_4$  dans l'état 4.
- 8) Exprimer le débit massique  $q_m$  en fonction de  $P_{qb}$ ,  $h_1$  et  $h_{11}$ . Calculer numériquement  $q_m$ .
- 9) Calculer la puissance mécanique totale  $P_m$  mise en jeu dans les compresseurs ainsi que le coefficient d'efficacité global de l'installation :

$$e = \frac{P_{qb} + P_{qh}}{P_m}$$