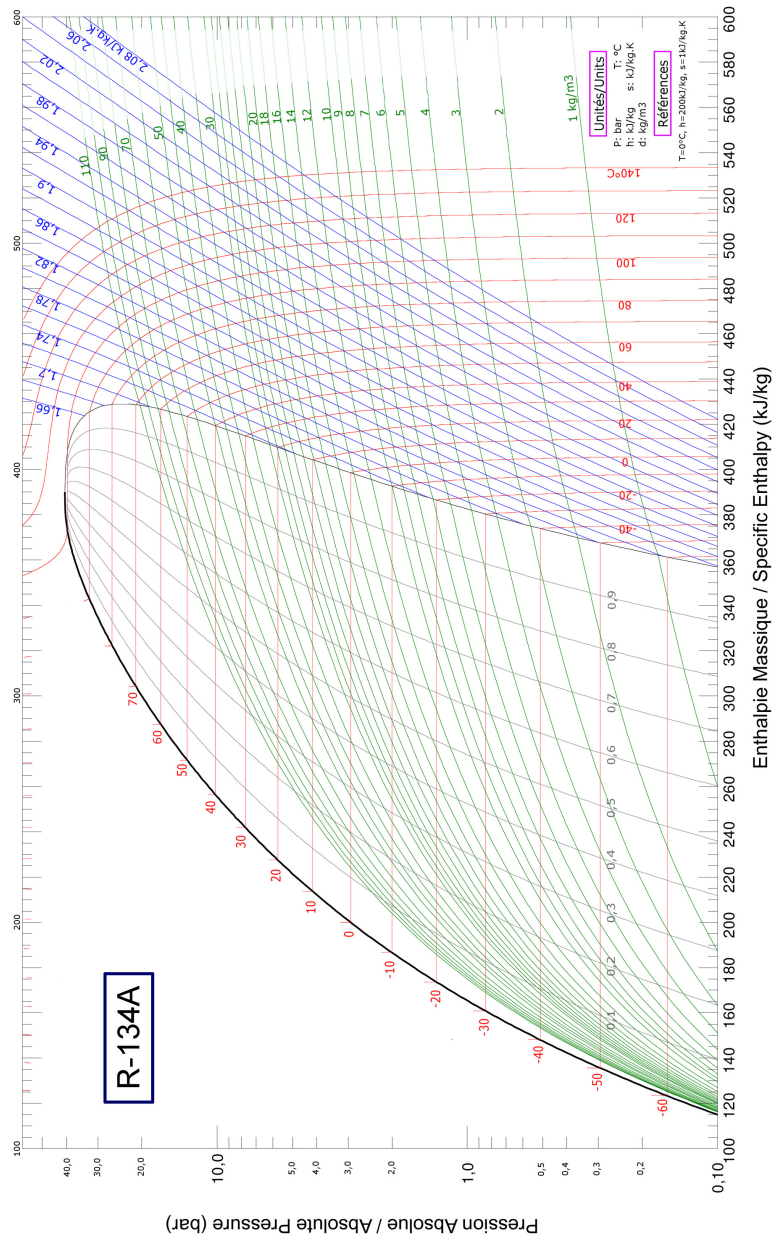


ÉNONCÉ TD - 06



Les cycles thermodynamiques des fluides en écoulement stationnaire sont représentés sur des diagrammes (P, h) . Il est nécessaire d'apprendre à lire et à exploiter ce type de diagramme.

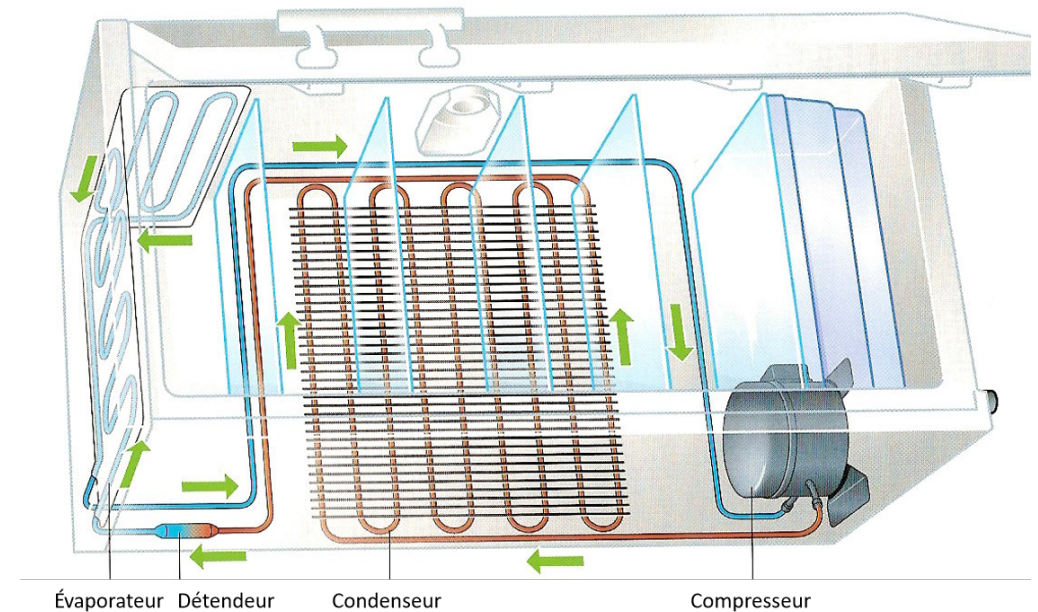
- ⚙ Identifier les domaines : liquide, gazeux, biphasique liquide/gaz, supercritique. Identifier le point critique.
- ⚙ Nommer les courbes qui délimitent les différents domaines.
- ⚙ Identifier les différentes courbes iso : isobares, isenthalpiques, isothermes, isentropiques, isochores, isotitres.
- ⚙ Soit une transformation cyclique. Quel doit être le sens de parcours du cycle pour qu'il décrive un moteur ? Un récepteur ?
- ⚙ Comment voit-on graphiquement si un gaz se comporte comme un GP ?
- ⚙ Comment lire graphiquement une capacité thermique à pression constante (PCI et GP) ?
- ⚙ Comment lire graphiquement une enthalpie de changement d'état ?

APPLICATIONS DIRECTES DU COURS

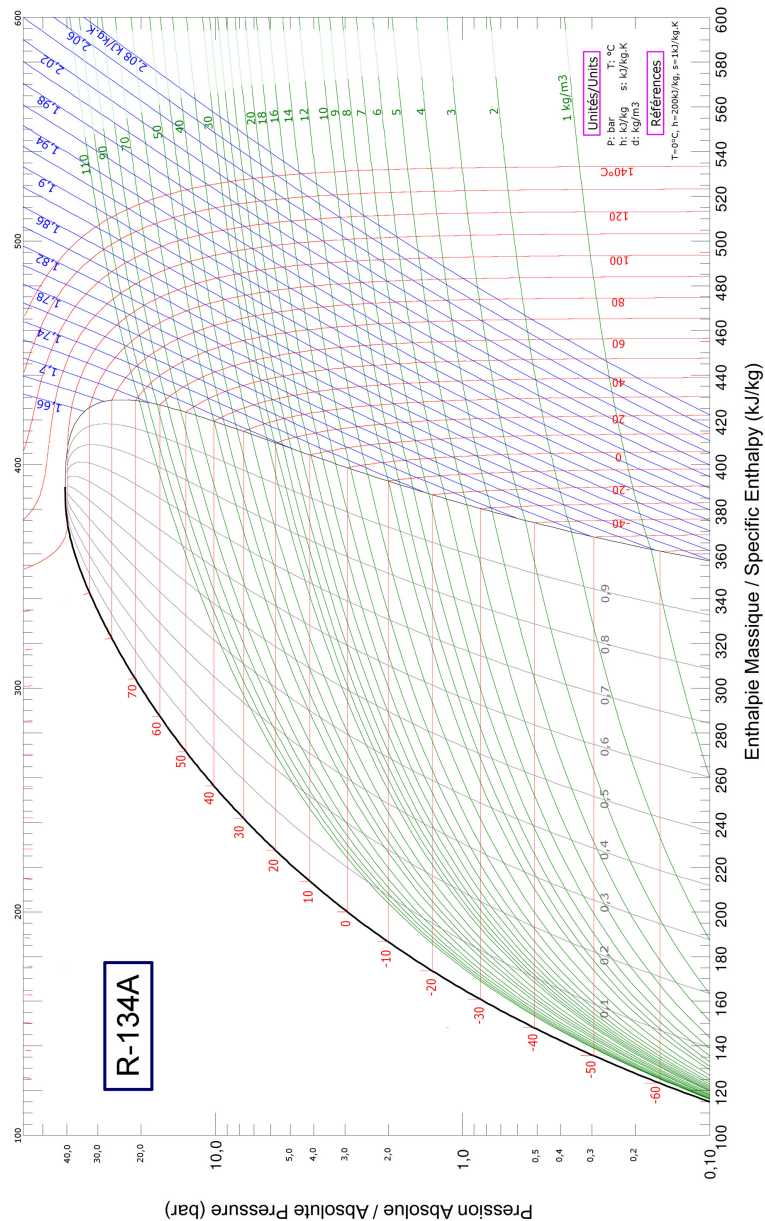
Ex. n°1 • Réfrigérateur



8167



Le réfrigérateur est une machine thermique ditherme fermée. Son rôle est de refroidir une source froide (l'intérieur à $T_f = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$) à l'aide de travail électrique et de chauffer une source chaude (l'extérieur à $T_c = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$). Pour cela, un fluide caloporteur (le R134a) en écoulement stationnaire subit la transformation cyclique suivante.



- A $\rightarrow$ B Le compresseur utilise un piston pour réaliser une compression et élever la pression du fluide frigorigène à $P_{max} = 6,65\text{ bar}$. On suppose la compression rapide devant la durée caractéristique des transferts thermiques et réversible. La température atteint une valeur : $T_B = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- B $\rightarrow$ E Le fluide entre dans le condenseur placé au contact de l'atmosphère à T_c . Le condenseur est un tube de section constante dans lequel le fluide ne rencontre aucun obstacle. On peut supposer qu'il circule à pression constante égale à P_{max} . Le point C se trouve sur la courbe de rosée. Le point D se trouve sur la courbe d'ébullition. La température finale est identique à celle du thermostat.
- E $\rightarrow$ G Le détendeur permet d'abaisser la pression du fluide en sortie du condenseur à la pression $P_{min} = 1,80\text{ bar}$ en entrée de l'évaporateur. La transformation a lieu sans échange de travail utile et sans transfert thermique. Le point F se trouve sur la courbe d'ébullition. La température atteint une valeur : $T_G = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- G $\rightarrow$ A Le fluide entre dans l'évaporateur placé à l'intérieur du réfrigérateur à T_f . L'évaporateur est un tube de section constante dans lequel le fluide ne rencontre aucun obstacle. On peut supposer qu'il circule à pression constante égale à P_{min} . Le point H se trouve sur la courbe de rosée. La température finale est identique à celle du thermostat.

- 1) Donner la nature de chaque transformation.
- 2) Placer les points A à H sur le graphique. Compléter le tableau suivant.

	P (bar)	T (K)	h (kJ · kg ⁻¹)	s (kJ · K ⁻¹ · kg ⁻¹)	x
A					
B					
C					
D				×	
E				×	
F				×	
G				×	
H					

- 3) Appliquer le premier principe à chaque transformation. En déduire w_u , q_f et q_c .

- 4) Déterminer le COP de la machine. Comparer au COP de Carnot.
- 5) Déterminer le COP si le dispositif est utilisé en pompe à chaleur.
- 6) Déterminer les capacités thermiques massiques à pression constante du R134a gazeux (dans le domaine où le gaz est parfait) et liquide à 20 °C.
- 7) Déterminer les enthalpies massiques de vaporisation à P_{min} et à P_{max} .
- 8) Retrouver, à l'aide du théorème des moments, la fraction massique en vapeur au point G.

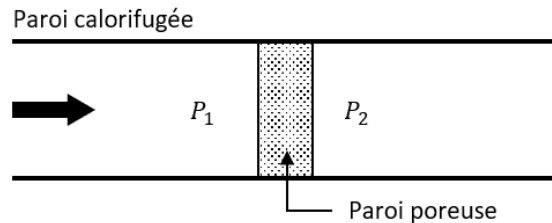
EXERCICES À MAÎTRISER

Ex. n°2 • Détente de Joule-Kelvin

☆☆☆

0925

On considère un écoulement en régime stationnaire qui passe à travers une paroi poreuse, sous l'effet d'une différence de pression : P_1 en amont de la paroi et P_2 en aval.



On indice par 1 les grandeurs en amont et par 2 les grandeurs en aval. On néglige les variations d'énergie potentielle du fluide. On note $\Delta Y = Y_2 - Y_1$ la variation d'une grandeur Y entre l'aval et l'amont de la paroi.

- 1) Montrer qu'en régime stationnaire, le débit massique est constant dans tout le tuyau.
- 2) Montrer que $\Delta(h + e_c) = 0$. Dans quelles conditions retrouve-t-on une détente isenthalpique ? On se place dans ce cas par la suite.
- 3) Que peut-on en déduire pour un gaz parfait ? Une phase condensée incompressible ? Soit un gaz réel monoatomique d'équation d'état :

$$P(V_m - b) = RT$$

où V_m est le volume molaire, et d'énergie interne molaire :

$$U_m = \frac{3}{2}RT$$

subit une détente isenthalpique dans ce dispositif.

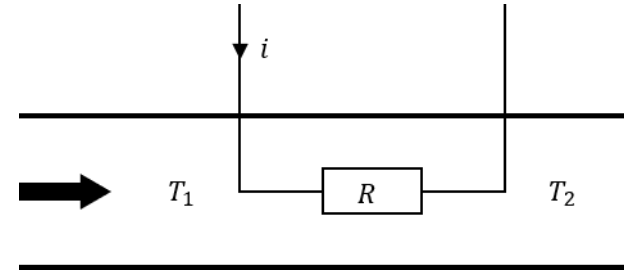
- 4) Exprimer b en fonction des pressions et températures en amont et en aval. Quel est l'intérêt du dispositif ?

Ex. n°3 • Effet Joule en écoulement stationnaire

☆☆☆

1817

On plonge une résistance R parcourue par un courant i dans un conduit d'eau traversé par un débit massique D_m . On se place en régime stationnaire.



Évaluer la différence de température $\Delta T = T_2 - T_1$. Préciser les hypothèses pour aboutir à ce résultat.

Ex. n°4 • Détendeur de plongée

☆☆☆

7845

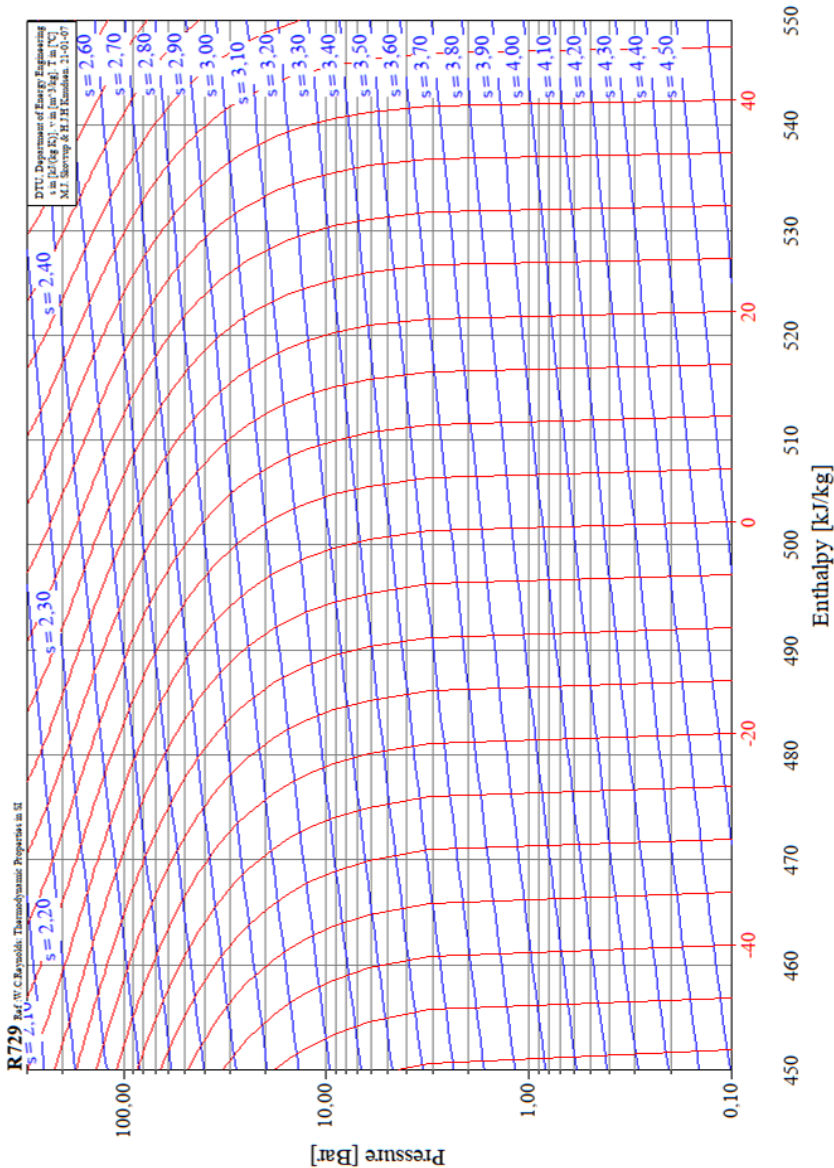
L'air des bouteilles de plongée sous-marine est stocké sous forme de gaz comprimé, en équilibre thermique avec l'eau environnante supposée à 20 °C. À l'aide d'un système complexe de membrane déformable et de ressort, un détendeur fait circuler l'air au travers d'un mince étranglement en lui faisant subir une détente isenthalpique et adiabatique. Pour la plongée, un détendeur primaire placé sur la bouteille assure une première détente de l'étage haute pression (200 bar, point 1) vers l'étage à moyenne pression (10 bar, point 2), où l'air retrouve l'équilibre thermique avec l'eau (point 3). Un second détendeur, placé au niveau de la bouche du plongeur, assure la détente vers la basse pression (1 bar, point 4). Le plongeur inhale environ 0,5 L d'air par inspiration.

Donnée : masse molaire de l'air $M = 29 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$.

Ci-après : diagramme enthalpique de l'air, avec T en °C, P en bar, h en $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ et s en $\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$.

- 1) Représenter l'évolution subie par l'air sur le diagramme au dos de la feuille.
- 2) Montrer que la première détente s'accompagne d'une forte baisse de température. Qu'aurait donné le modèle du gaz parfait ? Quel aspect du diagramme permet d'anticiper que ce modèle n'est pas valable ?
- 3) En pratique, le plongeur ne ressent pas de sensation d'air froid lors de l'inspiration. Expliquer.

- 4) À quel point le modèle du gaz parfait est-il le mieux vérifié ? En raisonnant en ce point, déterminer la masse d'air inhalée à chaque inspiration.
- 5) En déduire le transfert thermique que reçoit cette masse d'air lors de son passage dans le tube séparant les deux détendeurs, puis l'entropie créée lors de la totalité du processus.



Ex. n°5 • Utiliser le CO₂ comme fluide frigorigène ★★☆☆ 9178

Historiquement, les fluides massivement utilisés étaient des chlorofluorocarbures CFC, au très fort potentiel d'effet de serre et à fort impact sur la couche d'ozone. Ils ont été remplacés à partir des années 1980 par les hydrofluorocarbures HFC, sans impact sur la couche d'ozone, mais dont le potentiel de réchauffement global à 100 ans (qui quantifie leur impact à long terme sur le réchauffement climatique) est plusieurs centaines, voire milliers de fois supérieur à celui du CO₂, d'où la nécessité de leur trouver des alternatives.

À ce titre, le CO₂ lui-même est un fluide frigorigène qui est de plus en plus utilisé, car il est considéré comme un fluide écologique : son impact sur la couche d'ozone est nul et son impact sur l'effet de serre est faible. Ses caractéristiques thermodynamiques sont excellentes et permettent d'envisager un bel avenir pour ce fluide, malgré les pressions de service beaucoup plus élevées que celles des HFC, qui peuvent poser des problèmes de sécurité. Le diagramme des frigorisites du CO₂ est représenté au dos de la feuille.

On s'intéresse à un cycle frigorifique, parcouru par du CO₂, selon les étapes suivantes :

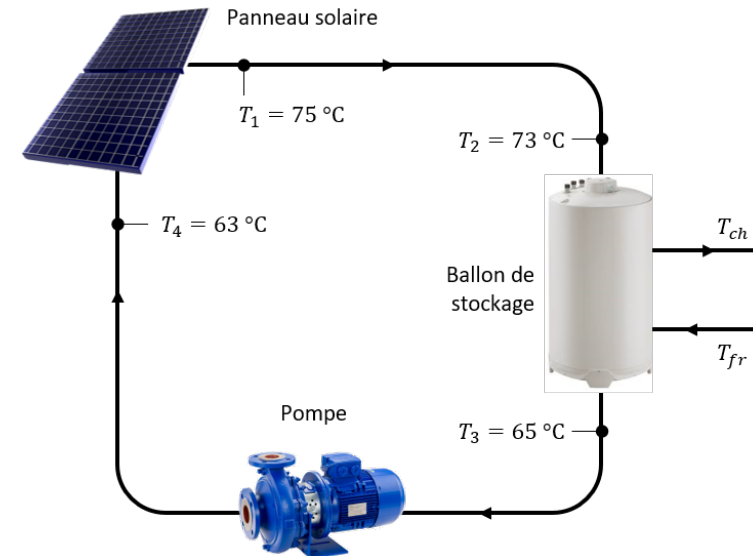
- une compression adiabatique réversible d'un état 1 ($P_1 = 35$ bar, vapeur saturante sèche) jusqu'à $P_2 = 90$ bar ;
- un refroidissement isobare jusqu'à $T_3 = 40$ °C ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression $P_4 = P_1$;
- une transformation isobare jusqu'à retrouver l'état de départ.

- 1) Sur le diagramme (P, h), mentionner les noms des courbes de saturation, puis indiquer la phase stable associée à chaque domaine. Faire apparaître le point critique que l'on définira et donner sa température et sa pression.
- 2) Déterminer, à l'aide d'une lecture graphique, l'enthalpie massique de vaporisation du CO₂ à 0 °C.
- 3) Déterminer, à l'aide d'une lecture graphique, la capacité thermique massique c du CO₂ liquide autour de 0 °C.
- 4) Dessiner le cycle sur le diagramme.
- 5) On utilise cette machine en fonctionnement frigorifique. Dans quel sens le cycle est-il parcouru ?
- 6) Calculer la chaleur échangée avec la source froide.
- 7) Calculer l'efficacité du cycle. Comment l'améliorer ?

Ex. n°6 • Chauffe-eau solaire

☆☆☆ 6304

L'énergie du rayonnement solaire est captée par un fluide caloporteur, qui la transfère à l'eau du ballon grâce à un échangeur thermique. Les panneaux solaires ont une surface $S = 6 \text{ m}^2$ et sont inclinés pour recevoir le rayonnement solaire en incidence normale. La circulation est assurée par une pompe qui maintient un débit massique constant $D = 180 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

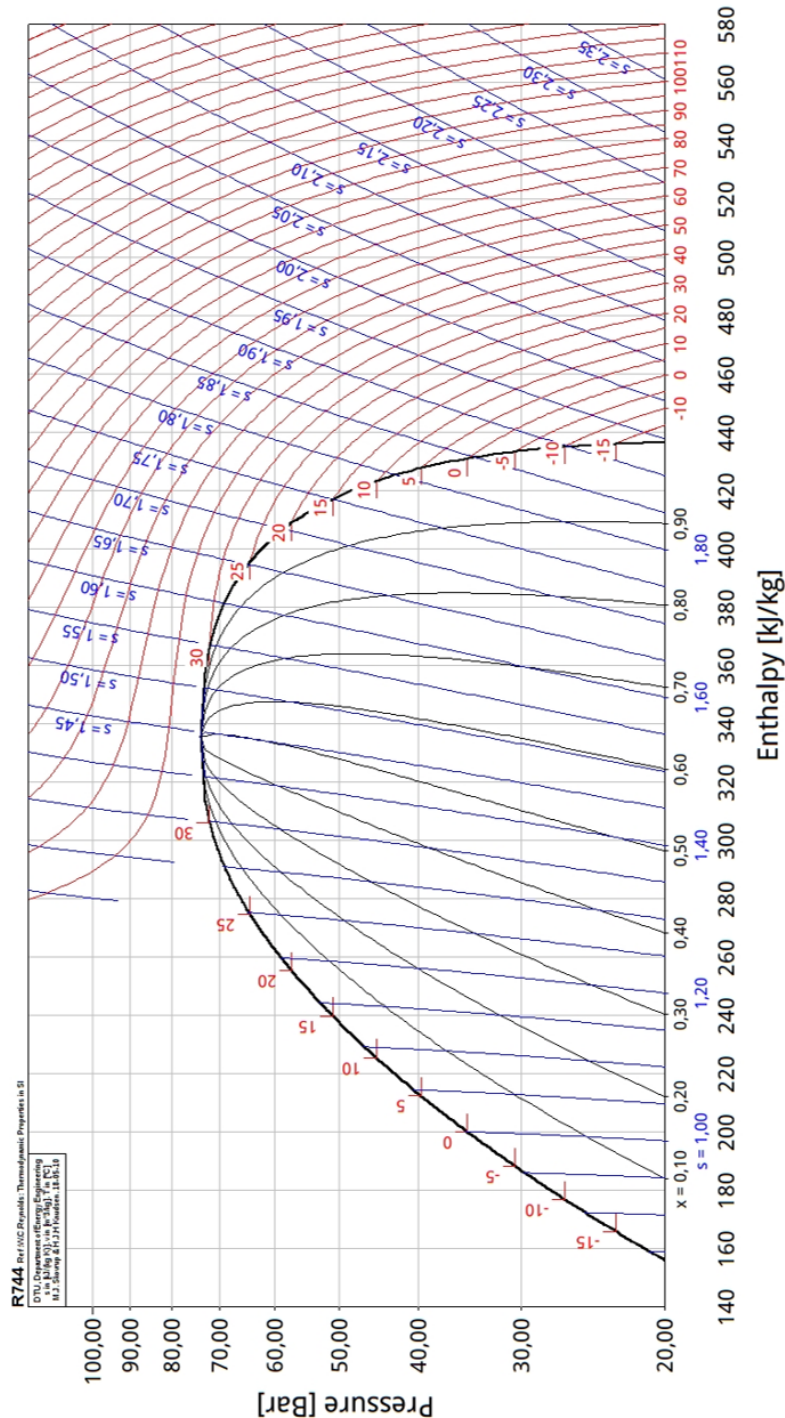


La capacité thermique de l'eau pure est $c_e = 4,2 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$. Celle du fluide est $c = 3,9 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$.

On néglige les variations d'énergie potentielle de pesanteur.

- 1) Déterminer la puissance thermique transmise au fluide caloporteur dans les panneaux. Sachant que le flux solaire est d'environ $600 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, estimer le rendement de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique.
- 2) Déterminer la puissance des pertes thermiques sur l'ensemble du cycle, d'après les indications données sur la figure. Comment les limiter ?

Le ballon de stockage, supposé parfaitement calorifugé, contient $V = 200 \text{ L}$ d'eau initialement à la température $T_i = 35 \text{ °C}$. On note $T(t)$ la température de l'eau contenue dans le ballon, supposée uniforme. On suppose qu'au cours de la phase de chauffe, la température du fluide à l'entrée de l'échangeur reste constante, égale à $T_2 = 73 \text{ °C}$, et



que sa température en sortie est égale à $T(t)$.

3) Établir l'équation différentielle vérifiée par la température $T(t)$. Calculer la valeur du temps caractéristique associé à cette équation différentielle.

4) Combien de temps faut-il pour que la température du ballon atteigne sa valeur de consigne $T_3 = 65\text{ °C}$?

Une fois la température T_3 atteinte, la pompe s'arrête et ne se remet en route que pour la maintenir constante. De l'eau chaude est alors prélevée à la température $T_{ch} = T_3$ avec le débit massique D' , remplacée dans le ballon par de l'eau froide à la température $T_{fr} = 15\text{ °C}$.

5) Déterminer le débit maximal d'eau chaude D_e pour qu'elle conserve la même température T_3 , la pompe fonctionnant en continu.

Ex. n°7 • Compresseur étagé

☆☆☆ 8154

On considère un gaz parfait, dont les capacités thermiques massiques à pression et à volume constants sont respectivement :

$$c_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} = 1,0 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1} \quad \text{et} \quad c_v = \frac{r}{\gamma - 1} = 0,714 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

où $r = R/M$, M étant la masse molaire du gaz.

Partant de conditions initiales ($P_0 = 1,0 \text{ bar}$, $T_0 = 273 \text{ K}$), le gaz est comprimé jusqu'à la pression $P_2 = 25 \text{ bar}$. On appelle $\beta = P_2/P_0$ le taux de compression.

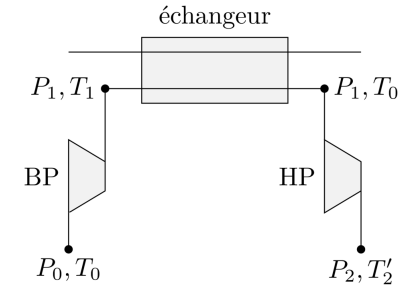
On cherche à comparer les performances d'un compresseur simple à celles d'un compresseur étagé, où la compression est réalisée en deux étapes successives séparées d'un refroidissement du fluide. On suppose les transformations dans les compresseurs réversibles et sans variation d'énergie cinétique et potentielle du fluide.

1) Exprimer la température T_2 en sortie du compresseur en fonction du taux de compression et de la température d'entrée T_0 .

2) Montrer que le travail reçu par le fluide dans le compresseur simple vaut :

$$w = c_p T_0 \left(\beta^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right)$$

La température T_2 est relativement élevée et peut risquer d'endommager certains éléments du compresseur, en particulier les soupapes d'ouverture et de fermeture.



Pour contourner cette difficulté, on préfère utiliser un compresseur à deux étages, qui permet d'atteindre le même rapport de compression, mais avec une température finale plus faible.

- Dans l'étage basse pression (BP), le fluide est comprimé de façon isentropique jusqu'à la pression P_1 . On note $\beta_1 = P_1/P_0$ le taux de compression correspondant.
- Dans l'étage haute pression (HP), le fluide est comprimé de façon isentropique jusqu'à la pression P_2 . On note $\beta_2 = P_2/P_1$ le taux de compression correspondant.
- Entre les deux étages, le fluide subit un refroidissement isobare dans un échangeur thermique jusqu'à retrouver sa température initiale T_0 .

3) Montrer que le travail total w' que le fluide reçoit dans le compresseur étagé vaut :

$$w' = c_p T_0 \left(\beta_1^{(\gamma-1)/\gamma} + \beta_2^{(\gamma-1)/\gamma} - 2 \right)$$

On admet que w' est minimal si la pression de l'étage intermédiaire vérifie :

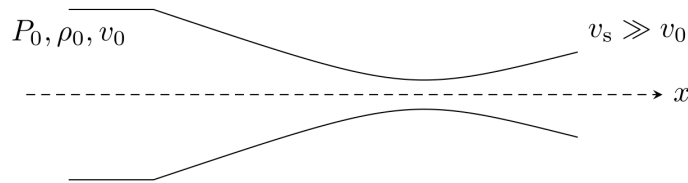
$$P_1 = \sqrt{P_0 P_2}$$

- Calculer littéralement et numériquement β_1 et β_2 lorsque cette condition est satisfaite.
- Calculer numériquement T_1 et T'_2 dans le cas du compresseur optimisé. Comparer à la température T_2 obtenue précédemment. Conclure.
- Calculer numériquement le travail du compresseur étagé optimisé et comparer au travail dépensé pour un compresseur mono-étagé. Conclure.

Ex. n°8 • Tuyère calorifugée

☆☆☆ 0992

Une tuyère est une simple conduite de section variable, dans laquelle un gaz se détend tout en étant accéléré. On étudie l'écoulement d'un gaz parfait dans une tuyère calorifugée. On suppose négligeable la vitesse d'entrée du fluide par rapport à sa vitesse de sortie. Les grandeurs à l'entrée de la tuyère sont indicées 0.



1) Montrer que $h(x) + \frac{v^2(x)}{2} = cte$, avec h l'enthalpie massique du gaz et v la vitesse d'écoulement dans la tuyère.

2) En déduire que

$$v(x) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_0}{\rho_0} - \frac{P(x)}{\rho(x)} \right)}$$

avec γ le coefficient isentropique du gaz.

3) Dans l'hypothèse d'un écoulement réversible, établir alors la loi de Barré de Saint-Venant,

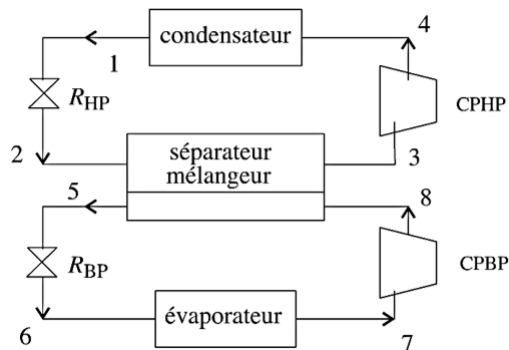
$$v(x) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{P(x)}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

Ex. n°9 • Cycle de réfrigération en 8 étapes



5752

Dans cet exercice, on étudie un cycle de réfrigération en 8 étapes.



Le condenseur et l'évaporateur sont des échangeurs permettant respectivement la condensation et l'évaporation totale du fluide qui les traverse. Dans les états 1 et 7, le fluide est respectivement à l'état de liquide saturant et de vapeur saturante sèche. Les évolutions du fluide dans les échangeurs sont supposées isobares.

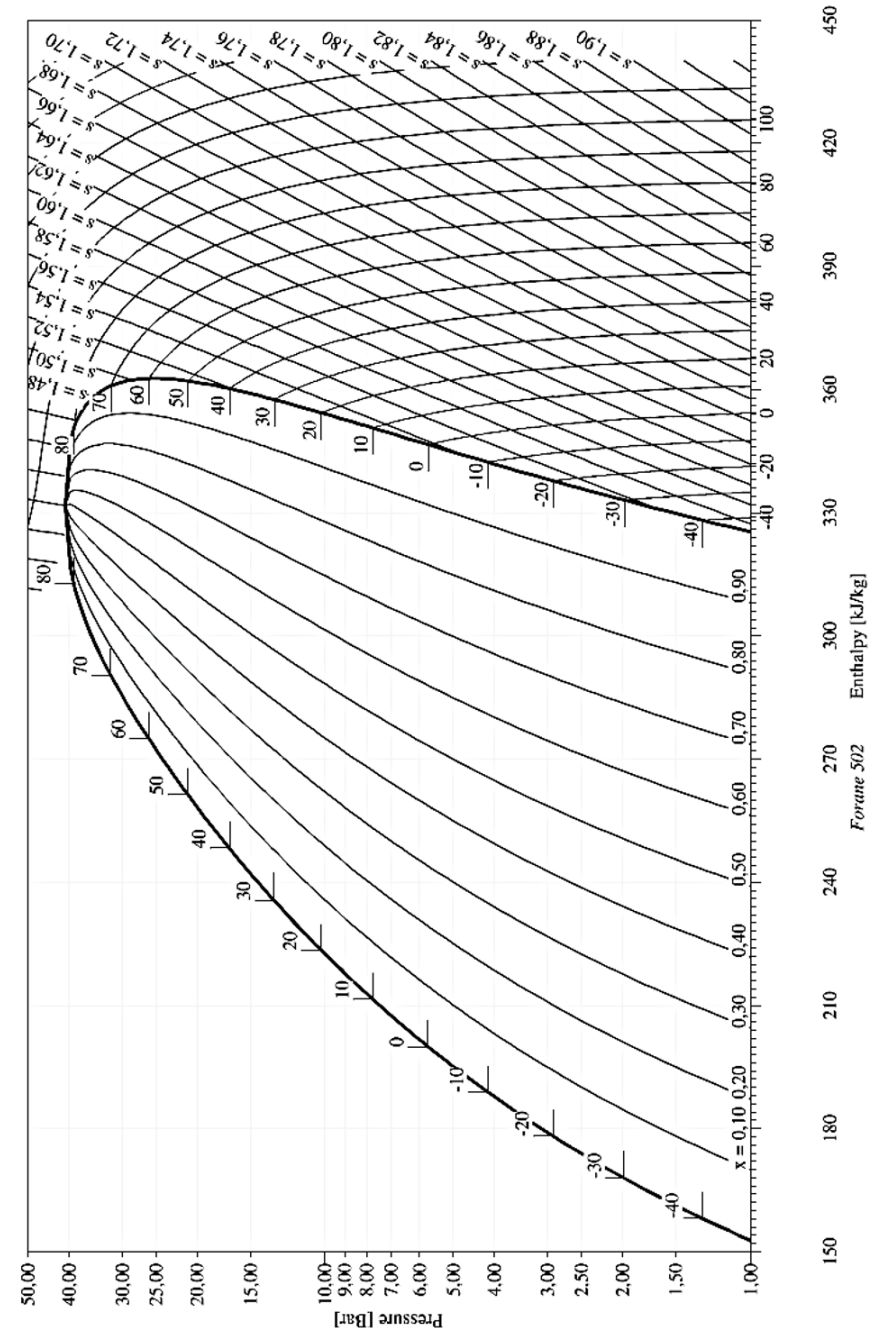


Diagramme des frigorigènes du Forane 502 (s en $\text{kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$)

R_{HP} et R_{BP} sont des robinets de laminage, respectivement haute et basse pression, qui assurent, sans partie mobile, des détentes supposées adiabatiques. Le fluide pénètre dans R_{HP} sous une haute pression égale à P_1 (état 1) et en ressort sous une pression intermédiaire P_2 (état 2).

Le fluide pénètre dans R_{BP} sous la pression intermédiaire égale à P_5 (état 5) et en ressort sous une basse pression P_6 (état 6).

CPHP et CPBP sont des compresseurs, respectivement haute et basse pression, qui assurent des compressions également supposées adiabatiques et réversibles du fluide à l'état gazeux.

Le fluide pénètre dans CPHP sous une pression intermédiaire P_3 (état 3) et en ressort sous la haute pression P_4 (état 4).

Le fluide pénètre dans CPBP sous la basse pression P_7 (état 7) et en ressort sous la pression intermédiaire P_8 (état 8).

À la sortie de R_{HP} (état 2) et à la sortie de CPBP (état 8), le fluide pénètre dans le mélangeur-séparateur (MS) et ressort à l'état de vapeur sèche saturante (état 3) vers CPHP et à l'état de liquide saturant (état 5) vers R_{BP} . Le mélangeur-séparateur est parfaitement calorifugé, dépourvu de partie mobile, et les évolutions du fluide y sont supposées réversibles.

Données : $P_1 = 10$ bar ; $P_2 = P_3 = P_5 = P_8 = 4,0$ bar ; $P_6 = 1,5$ bar. Débit du cycle basse pression $D_{BP} = 1,50$ kg · s⁻¹. Débit du cycle haute pression $D_{HP} = 2,34$ kg · s⁻¹.

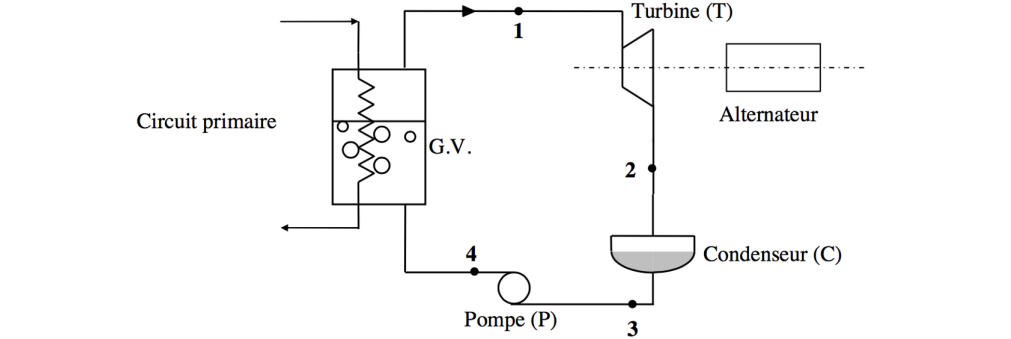
- Tracer les deux cycles complets sur le diagramme fourni en fin d'exercice.
- Présenter sous forme de tableau les caractéristiques (h, P, T, x) de chacun des états des deux cycles.
- Retrouver le titre massique en vapeur x du fluide dans l'état 2 avec le théorème des moments.
- Calculer la puissance mécanique échangée dans CPHP et CPBP.
- Calculer la puissance thermique échangée dans l'évaporateur et dans le condenseur.
- Calculer le COP de l'installation frigorifique étudiée.
- Calculer le COP du cycle réfrigérant idéal de Carnot avec une température de la source froide $T_f = T_7$ et une température de la source chaude $T_c = T_1$. Commenter.

Ex. n°10 • Cycle de Rankine d'une centrale nucléaire

★★★

2128

Le circuit secondaire d'une centrale nucléaire est constitué en première approche d'un générateur de vapeur (GV), d'une turbine (T) reliée à un alternateur, d'un condenseur (C) et d'une pompe d'alimentation secondaire (P), comme l'illustre la figure ci-dessous.



Le fluide secondaire (de l'eau) subit le cycle thermodynamique suivant :

- 1 → 2 : détente adiabatique réversible dans la turbine ;
- 2 → 3 : liquéfaction isobare totale dans le condenseur ;
- 3 → 4 : compression adiabatique réversible dans la pompe d'alimentation secondaire ;
- 4 → 1 : échauffement puis vaporisation isobare totale dans le générateur de vapeur.

Le tableau ci-dessous donne l'état thermodynamique de l'eau en certains points du cycle :

Point	Pression (bar)	Température (K)	État du fluide	Enthalpie massique (kJ · kg ⁻¹)	Entropie massique (kJ · K ⁻¹ · kg ⁻¹)
1	70	559	Vapeur saturante	2773,5	5,8162
2	0,05	306	Mélange diphasique		
3	0,05		Liquide saturant	137,8	0,4763
4	70		Liquide sous-saturé		

Données : extrait de table thermodynamique de l'eau diphasée.

Pression de vapeur saturante (bar) 1 bar = 10 ⁵ Pa	enthalpies massiques (kJ.kg ⁻¹)		entropies massiques (kJ.K ⁻¹ .kg ⁻¹)	
	à l'état de liquide saturant : h'	à l'état de vapeur saturante : h''	à l'état de liquide saturant : s'	à l'état de vapeur saturante : s''
0,05	137,8	2 561,6	0,4763	8,3960
10	762,6	2 776,2	2,1382	6,5828
70	1 267,4	2 773,5	3,1219	5,8162

- Tracer l'allure du cycle en diagramme des frigorigistes $P = f(h)$.
- Établir le théorème des moments reliant l'entropie massique au point 2 s_2 , x_2 le titre en vapeur, s_{V2} l'entropie massique de la vapeur saturante de l'isotherme passant par le

point 2 et s_{L2} l'entropie massique du liquide saturant de la même isotherme.

3) Calculer le titre massique en vapeur x_2 et l'enthalpie massique h_2 . En déduire le travail massique utile w_{iT} échangé par le fluide dans la turbine. Calculer sa valeur numérique.

4) On donne la relation suivante : $dh = Tds + vdP$. Montrer que le travail massique indiqué fourni par la pompe au fluide vaut $w_{iP} = v(P_4 - P_3)$, avec v le volume massique du liquide supposé incompressible. Calculer sa valeur numérique et commenter.

5) Déterminer la température T_3 . Calculer la chaleur massique q_{eC} échangée par le fluide avec le condenseur.

6) Calculer la chaleur massique q_{eGV} échangée par le fluide dans le générateur de vapeur.

7) En déduire le rendement de ce cycle puis celui du cycle de Carnot de mêmes sources froide et chaude. Commenter.

ÉLÉMENTS DE CORRECTION

1 1) Compression adiabatique réversible ; détente isobare ; détente isenthalpique ; compression isobare **2** Cf. correction **3** $w_u = 30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $q_c = -215 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $q_f = 185 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
4 $\text{COP} = 6,17$; $\text{COP}_c = 13,4$ **5** $\text{COP} = 7,17$ **6** $c_{p,\text{GP}} = 0,80 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$; $c_{p,\text{PCI}} = 1,4 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ **7** $\Delta_{\text{vap}}(P_{\min}) = 210 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $\Delta_{\text{vap}}(P_{\max}) = 175 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
8 Cf. correction **2** **1** $\delta m_e = \delta m_s$ **2** Démonstration de cours **3** $\Delta T = 0$ **4**
 $b = -\frac{5R}{2} \times \frac{\Delta T}{\Delta P}$ **3** $\Delta T = \frac{Ri^2}{D_m c}$ **4** **1** Cf. correction **2** $T_2 = -12 \text{ }^\circ\text{C}$ **3**
 $T_4 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ **4** $m = \frac{MP_4 V}{RT_4} = 6,0 \times 10^{-4} \text{ kg}$ **5** $Q_{23} = 21 \text{ J}$; $S_c = 0,90 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ **5** **1**
 $P_C = 73 \text{ bar}$ et $T_C = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ **2** $\Delta_{\text{vap}} h(T = 0 \text{ }^\circ\text{C}) = 233 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **3** $c \simeq 2,5 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$
4 Cf. correction **5** Sens trigonométrique **6** $q_f = 93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **7** $e = 2,5$ **6** **1**
 $\mathcal{P}_{th} = Dc(T_1 - T_4) = 2,34 \text{ kW}$; $\eta = 0,65$ **2** $\mathcal{P}_{perdue} = 780 \text{ W}$ **3** $\frac{dT}{dt} + \frac{T}{\tau} = \frac{T_2}{\tau}$ avec
 $\tau = \frac{\rho_e V c_e}{Dc} = 4,3 \times 10^3 \text{ s}$ **4** $t_b = 6,7 \times 10^3 \text{ s}$ **5** $D_e = \frac{Dc}{c_e} \frac{T_2 - T_3}{T_{ch} - T_{fr}} = 26,7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ **7**
1 $T_2 = T_0 \beta^{(\gamma-1)/\gamma} = 685 \text{ K}$ **2** $\Delta h = w = 412 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **3** $w' = w_{\text{BP}} + w_{\text{HP}}$ **4** $\beta_1 = \beta_2 = 5$
5 $T'_2 = T_1 = 432 \text{ K}$ **6** $w' = 319 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **8** **1** PPI **2** Cf. correction **3** Laplace
9 **1** Cf. correction **2** Cf. correction **3** $x_2 = \frac{h_2 - h_5}{h_3 - h_5}$ **4** $\mathcal{P}_{\text{CPHP}} = D_{\text{HP}}(h_4 - h_3)$
et $\mathcal{P}_{\text{CPBP}} = D_{\text{BP}}(h_8 - h_7)$ **5** $\mathcal{P}_{\text{th,e}} = D_{\text{BP}}(h_7 - h_6)$ et $\mathcal{P}_{\text{th,c}} = D_{\text{HP}}(h_1 - h_4)$ **6**
 $\text{COP} = \frac{\mathcal{P}_{\text{th,e}}}{\mathcal{P}_{\text{CPHP}} + \mathcal{P}_{\text{CPBP}}} = 2,73$ **7** $\text{COP}_c = \frac{T_f}{T_c - T_f} = 4,14$ **10** **1** Cf. correction
2 $x = \frac{s - s_L}{s_V - s_L}$ **3** $x_2 = 0,674$; $h_2 = 1772,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ et $w_{iT} = -1001,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **4**
 $w_{iP} = 7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **5** $T_3 = 306 \text{ K}$; $q_{eC} = -1634,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **6** $q_{eGV} = 2628,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ **7**
 $\eta = 0,38$; $\eta_C = 0,453$