

Thermodynamique générale et technique

Séance d'exercices 5

A.A. 2011-2012

1. Une turbine à vapeur admet de la vapeur à 6 MPa et à 800 °C et la détend adiabatiquement jusqu'à une pression de 15 kPa avec un rendement isentropique de 95%. Calculer le travail massique fourni et le travail maximum (réversible) pour un environnement (source gratuite) à 20 °C. On suppose les variations d'énergie cinétique et potentielle négligeables. Résultats : [$w_{12}=1564.5$ kJ/kg et $w_{12rev}=1638.3$ kJ/kg]
2. Considérons le cycle frigorifique à récupération et à détente étagée représenté ci-dessous. Le fluide circulant dans la machine est de l'air, considéré comme étant un gaz thermiquement et caloriquement parfait ($k=1.4$, $R=287$ J/kg K). La machine fonctionne entre trois pressions (100kPa, 200kPa et 400kPa). La température de la source froide est de 0°C et la température de la source chaude de 10°C.

Le compresseur est adiabatique et a un rendement polytropique de 95%. Il aspire un débit volumique de 12m³/h.

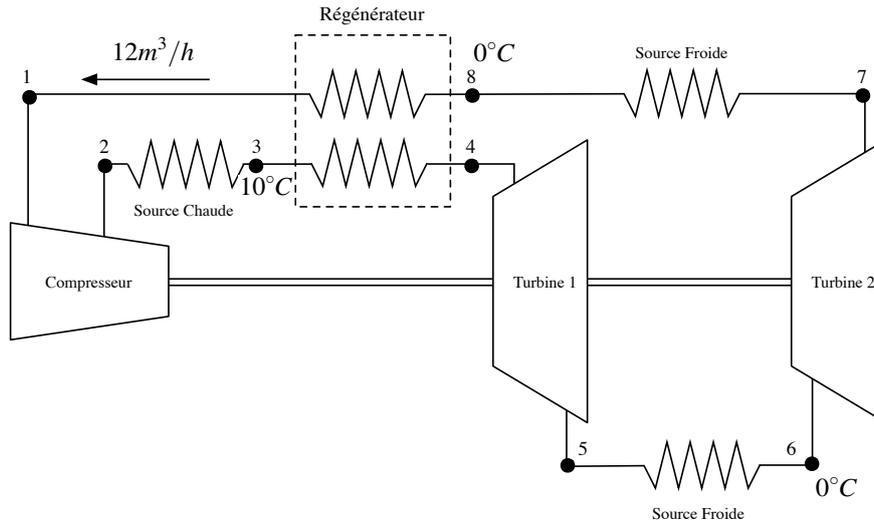
Les turbines sont adiabatiques et ont un rendement isentropique de 90%.

Le régénérateur est adiabatique et a une efficacité de 90%.

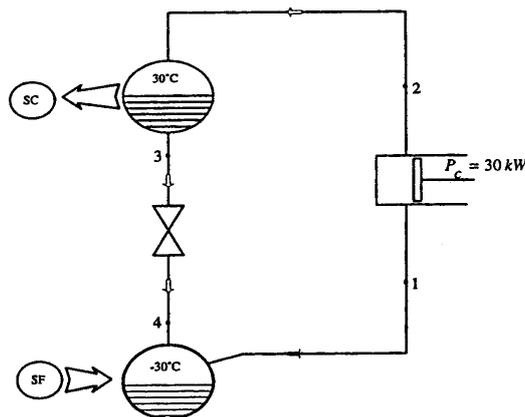
On peut négliger les pertes de charge dans les échangeurs.

On demande de calculer :

- (a) la température du point 1 et la température du point 4 [$T_1 = 9^\circ\text{C}$ et $T_4 = 1^\circ\text{C}$]
- (b) la température du point 2, le débit massique parcourant l'installation et la puissance reçue par le compresseur [$T_2 = 155^\circ\text{C}$ et $q_m = 4.12 \frac{gr}{s}$]
- (c) le flux de chaleur cédé à la source chaude [599W]
- (d) la température du point 5 et la puissance fournie par la turbine 1 [$T_5 = -43.30^\circ\text{C}$ et $W_{T1} = 183W$]
- (e) la température du point 7 et la puissance fournie par la turbine 2 [$T_7 = -44.14^\circ\text{C}$ et $W_{T2} = 183W$]
- (f) le flux de chaleur total soustrait à la source froide [362W]
- (g) le coefficient de performance de l'installation [1.52]
- (h) le rendement exergetique du cycle frigorifique [0.0558]
- (i) le rendement exergetique du compresseur [0.94]
- (j) le COP de l'installation fonctionnant entre les mêmes sources, avec un régénérateur mais sans détente étagée (entre les mêmes basse et haute pressions) [1.22]
- (k) Comparer les COP des deux installations et justifier graphiquement cette différence à l'aide d'un diagramme T-s.



3. On considère la machine frigorifique représentée sur le schéma ci-dessous. Elle utilise le réfrigérant R134a.



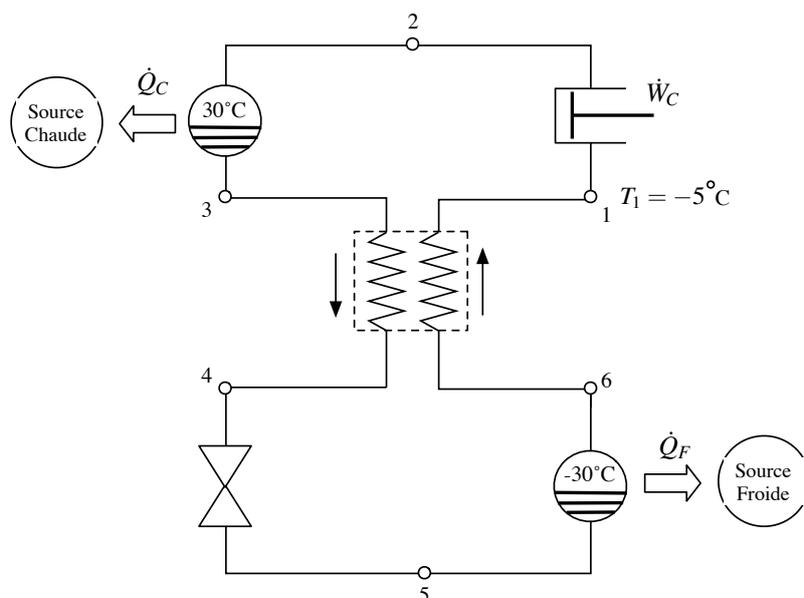
Les fluides **quittant** l'évaporateur et le condenseur sont saturés. Le débit volumique en 1 vaut $0.12 \text{ m}^3/\text{s}$. On donne le diagramme de Mollier du R134a ainsi que les tables thermodynamiques du R134a saturé.

On suppose également que la vapeur surchauffée se comporte comme un gaz idéal avec $c_p=0,6526 \text{ kJ/kg/K}$ et $k=1,1298$.

On demande :

- de représenter l'allure du cycle dans un diagramme de Mollier ($\log p, h$) ;
- le débit massique de réfrigérant dans l'installation [0.5357 kg/s] ;
- le rendement isentropique du compresseur [$\eta_{is}=0.8169$] ;
- la puissance frigorifique nette [$\dot{Q}_F=73.93 \text{ kW}$] ;
- le COP de l'installation [$\text{COP}=2.464$] ;
- le rendement de Carnot [$\eta_C=4.053$].

4. On se propose de modifier le cycle de l'exercice 3 en ajoutant un échangeur de chaleur (supposé adiabatique) où la vapeur froide refroidit le liquide avant qu'il entre dans la soupape de détente. On suppose que le débit de R143a, le rendement du compresseur et les températures de l'évaporateur et du condenseur restent inchangés ($\dot{V}_6 = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$, $\eta_{is,C} = 0,8169$). Aussi, les fluides quittant l'évaporateur et le condenseur sont saturés. La température à l'entrée du compresseur est mesurée et vaut -5°C . Par contre, le travail du compresseur est inconnu.



On donne le diagramme de Mollier du R134a et les tables thermodynamiques du R134a saturé.

On demande :

- de représenter l'allure du cycle dans un diagramme de Mollier ($\log p, h$) ;
 - la puissance du compresseur [$\dot{W}_C = 32,78 \text{ kW}$] ;
 - la puissance frigorifique nette [$\dot{Q}_F = 84,75 \text{ kW}$] ;
 - le COP de l'installation (comparer au résultat de l'exercice 3) [$\text{COP} = 2,58$] ;
 - le rendement de l'échangeur [$\epsilon = 0,4$].
5. Soit une installation frigorifique fonctionnant au NH_3 . Le schéma de cette installation est présentée ci-dessous.

- A la sortie du condenseur une partie du débit (q_m'') est détendu jusqu'à une pression intermédiaire de 4 bar, ce qui permet d'assurer le sous-refroidissement du débit q_m' dans l'échangeur interne (E).
- Les débits q_m' et q_m'' sont mélangés de manière isobare dans une chambre de mélange (M). La chambre de mélange échange un flux de chaleur de -10 kW avec une source externe.
- Les compresseurs C_1 et C_2 sont adiabatiques et ont un rendement isentropique de 0.85.

- L'échangeur E est adiabatique.
- Les vannes de détente V_1 et V_2 sont adiabatiques.
- La vapeur sortant de l'évaporateur et le liquide sortant du condenseur sont saturés.
- La vapeur (point 9) sortant de l'échangeur interne est saturée.
- Le titre de vapeur à la sortie de la vanne V_1 est de 0.17.
- La puissance du compresseur C_1 est de 20kW.
- Les températures d'évaporation et de condensation sont respectivement de $-50\text{ }^\circ\text{C}$ et $30\text{ }^\circ\text{C}$.

On demande :

- (a) Tracer l'évolution du fluide dans le diagramme (log p, h)
- (b) Déterminer la température, la pression et l'enthalpie en chaque point du cycle
- (c) Le débit q_m
- (d) La puissance au compresseur C_2
- (e) Le flux de chaleur échangé à l'évaporateur.

Solution :

(a)

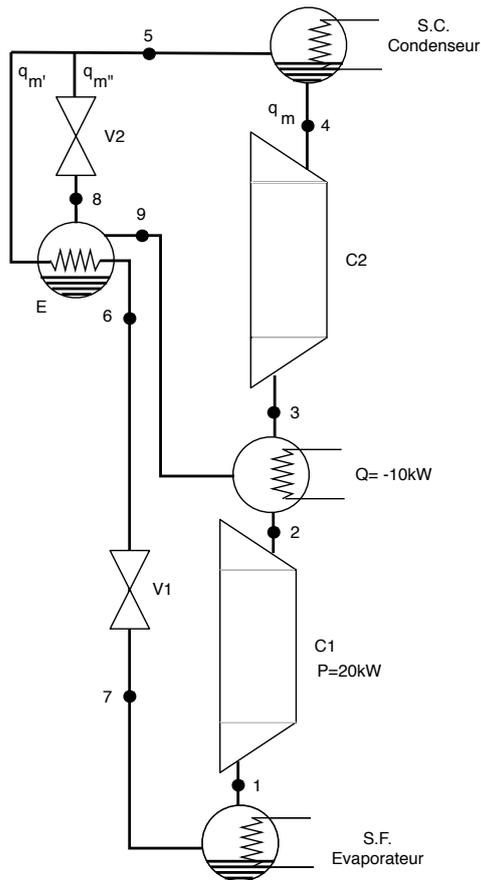
Point	p (kpa)	T (K)	h (kJ/kg)
1	40.9	223.15	1372.6
2	400	404	1754.45
3	400	316.34	1551
4	1167	415.25	1763.44
5	1167	303.15	322.42
6	1167	276.5	197.0212
7	40.9	223.15	197.0212
8	400	271.14	322.42
9	400	271.14	1440.1

(b)

(c) $q_m = 5.88 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$

(d) $P_{C_2} = 12.376 \text{ kW}$

(e) $Q_{\text{évaporateur}} = 61.58 \text{ kW}$



6. Une pompe à chaleur est utilisée pour maintenir la température d'une pièce à 25°C . Le fluide circulant dans le cycle est du R-134a. La pompe à chaleur absorbe de la chaleur de l'eau géothermique qui entre dans un échangeur de chaleur à une température de 50°C et en sort à 40°C . Le débit de l'eau est de $0,065 \text{ kg/s}$. Le R-134a entre dans l'évaporateur à une température de 20°C et un titre de 0.23, et en sort à l'état de vapeur saturée. Pendant la compression isentropique du R-134a, il y a une perte de chaleur de 300W . La pression après la pompe est de $1,4 \text{ MPa}$.

Déterminez :

- le degré de sous-refroidissement [4°C]
- le débit du R-134a [$0,0193 \text{ kg/s}$]
- le COP [$4,68$]
- la destruction d'exergie dans le condenseur [$0,26 \text{ kW}$]