

Froid et Pompes à Chaleur

Correction de l'examen Partiel du 15 mars 2010

1 Unité de réfrigération à l'Ammoniac

1. Le point 1 correspond à une vapeur saturée, les valeurs seront données par la table de saturation à la température de -5°C .

Le point 2 représente une vapeur surchauffée. La pression est celle régnant dans le condenseur, c'est à dire que c'est la pression de saturation à 30°C soit $P = 11.672 \text{ bar}$ comme indiqué par la table de saturation. On trouvera donc ses caractéristiques sur la table de la vapeur surchauffée sur l'isobare $P = 11.672 \text{ bar}$ et à la température de 79°C .

Le point 3 est un liquide saturé à 30°C donné par la table de saturation.

Enfin, le point 4 est un mélange liquide vapeur à la température de -5°C . on détermine ses caractéristiques en remarquant que la détente est isenthalpique soit : $h_4 = h_3$. D'où l'on déduit le titre de vapeur :

$$x_4 = \frac{h_4 - h'}{h'' - h'}$$

où h' et h'' sont les enthalpies du liquide et de la vapeur saturés à la température d'évaporation -5°C soit selon la table : $h' = 320.09$ et $h'' = 1599.8 \text{ kJ/kg}$.

De même, l'entropie massique est donnée par : $s_4 = (1 - x_4)s' + x_4s''$ où s' et s'' sont les entropies du liquide et de la vapeur saturés donnés par la table soit : $s' = 1.3868$ et $s'' = 6.1592 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$.

2. L'efficacité théorique est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}} = \frac{Q_f}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 6.64$$

En effet, le premier principe appliqué au fluide frigorigène traversant l'évaporateur se réduit à $q_f = h_1 - h_4$ en l'absence de travail utile et de variation significative d'énergie cinétique et de potentielle. De même pour le fluide traversant le compresseur mais ici, c'est la quantité de chaleur échangée qui est nulle ce qui donne : $w_u = h_2 - h_1$.

3. On remarque que $s_2 = s_1$ la compression est donc isentropique. Par ailleurs, il est précisé qu'elle est adiabatique. Nous aurons donc une adiabatique réversible.
4. La puissance calorifique absorbée par le fluide à l'évaporateur est égale à la puissance calorifique perdue par l'eau refroidie (On suppose qu'il n'y a pas de pertes thermiques).

$$Q_f = -\dot{Q}_{eau} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = -\dot{m}_{eau}c_p(T_s - T_e) = 9.30 \text{ kW}$$

soit

$$\dot{m}_r = \frac{-\dot{m}_{eau} c_p (T_s - T_e)}{(h_1 - h_4)} = 8,344.10^{-3} kg/s$$

On peut alors calculer pour le compresseur compte tenu des remarques ci-dessus :

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_r (h_2 - h_1) = 1.402 kW$$

2 Rendement isentropique de compression

1. Le point de sortie du compresseur est donné par la table de la vapeur surchauffée pour une pression de $P = 11.672 bar$ inchangée et une température de $90^\circ C$. Les valeurs sont reportées dans le tableau.
2. Le rendement de compression par rapport à l'isentropique est donné par le rapport du travail isentropique au travail réel soit :

$$\rho_s = \frac{w_s}{w} = \frac{h_2 - h_1}{h_5 - h_1} = 0.856$$

3. Seul, le point de sortie du compresseur a changé, l'efficacité du nouveau cycle devient :

$$\varepsilon_2 = \frac{h_1 - h_4}{h_5 - h_1} = 5.68$$

en baisse par rapport au cas précédent car le travail de compression a augmenté.

4. La puissance frigorifique est la même et les conditions n'ont pas changé à l'entrée et la sortie de l'évaporateur, ce qui laisse le débit de fluide frigorigène inchangé. D'où

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_r (h_5 - h_1) = 1.6370 kW$$

3 Analyse exergetique

1. Le travail massique minimal pour réaliser l'opération de refroidissement est donné par la variation d'exergie de l'eau. Ce qui donne :

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}_{eau} [h_s - h_e - T_0 (s_s - s_e)] = \dot{m}_{eau} \left[c_p (T_s - T_e) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_s}{T_e} \right) \right] = 0.3346 kW$$

où les indices e et s réfèrent respectivement à l'entrée et à la sortie d'eau.

2. Pour les processus recevant du travail, le rendement exergetique est donné par le rapport du travail idéal au travail réel soit pour le premier cas :

$$\rho_{ex} = \frac{\dot{W}_{id}}{\dot{W}_1} = 0.2387$$

et pour le deuxième :

$$\rho_{ex} = \frac{\dot{W}_{id}}{\dot{W}_2} = 0.2044$$

3. Dans le compresseur, la variation d'entropie est nulle ce qui donne :

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}_r [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] = \dot{m}_r [h_2 - h_1] = \dot{W}_1$$

d'où une perte exergétique nulle.

Dans le condenseur,

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}_r [h_3 - h_2 - T_0 (s_3 - s_2)] = -0.6075 \text{ kW}$$

le travail dans le condenseur étant nul, il vient : $\dot{W}_p = -\dot{W}_{id} = 0.6075 \text{ kW}$

Dans le détendeur :

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}_r [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] = -0.1004 \text{ kW}$$

et le travail réel étant nul : $\dot{W}_p = -\dot{W}_{id} = 0.1004 \text{ kW}$

Pour l'évaporateur pris dans son ensemble, il y a lieu de considérer, l'eau et le fluide frigorigène, ce qui donne : $\dot{W}_{id} = \dot{m}_r [h_1 - h_4 - T_0 (s_1 - s_4)] + \dot{m}_{eau} [c_p(T_s - T_e) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_s}{T_e} \right)] = -0.3593$ ce qui donne compte tenu d'un travail nul : $\dot{W}_p = -\dot{W}_{id} = 0.3593 \text{ kW}$

Au total, la perte exergétique est de 1.0671 kW , ce qui additionné au travail idéal donne bien le travail réel pour ce cycle.

4. Les calculs sont identiques sauf pour le compresseur où la variation d'entropie n'est pas nulle dans ce cas

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}_r [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] = 1.4473 \text{ kW}$$

soit : $\dot{W}_p = \dot{W} - \dot{W}_{id} = 0,1897 \text{ kW}$

ce qui porte la perte exergétique totale à $1,3024 \text{ kW}$. Si l'on y additionne la puissance idéale on retrouve bien le travail réel correspondant à ce cycle. Ici, la perte exergétique est plus importante (et le rendement exergétique plus faible) que dans le premier cas en raison des irréversibilités de la compression qui étaient absentes pour le premier cas. Les autres conditions n'ayant pas changé, on a ainsi une estimation de l'effet de la non-réversibilité de la compression sur les performances globales.

Tableaux à rendre :

cycle thermodynamique

	T	P	h	1.0671s	x	état physique
	°C	bar	kJ/kg	kJ/Kg.K		
1	-5	3.5476	1599.8	6.1592	1	vapeur saturée
2	79	11.672	1767.8	6.1592	-	vapeur surchauffée
3	30	11.672	484.91	1.9597	0	liquide saturé
4	-5	3.5476	484.91	2.0015	0.1288	mélange liq-vap
5	90	11.672	1796	6.2381	-	vapeur surchauffée

Analyse exergetique

	$\dot{W}$	$\dot{W}_{id}$	$\dot{W}_p$	$\dot{W}_p/\dot{W}$
	kW	kW	kW	%
compresseur	1.4017	1.4017	0	0
condenseur	0	-0.6075	0.6075	43.3
détendeur	0	-0.1004	0.1004	7.16
évaporateur	0	-0.3593	0.3593	25.6
total		0.3346	1.0671	76.13

cycle modifié :

	$\dot{W}$	$\dot{W}_{id}$	$\dot{W}_p$	$\dot{W}_p/\dot{W}$
	kW	kW	kW	%
compresseur	1.6370	1.4473	0.1897	11.59
total		0.3346	1.3024	79.56