

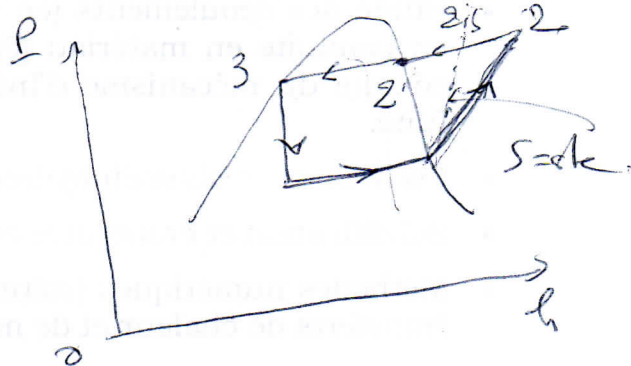
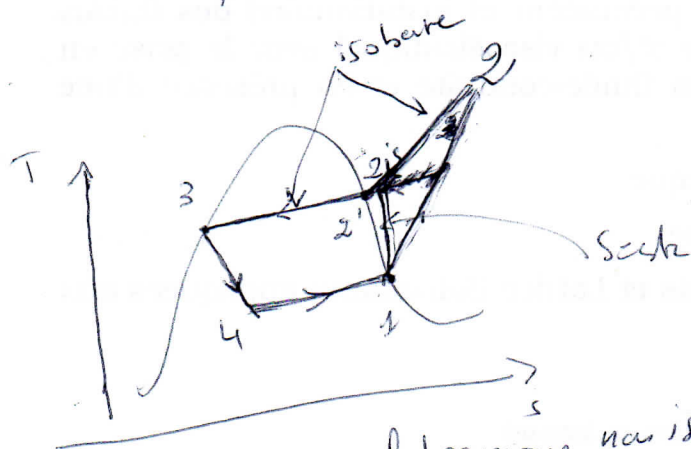
Fluide : R134a

Source chaude : $t_k = 40^\circ\text{C}$

" froide : $t_o = -5^\circ\text{C}$

Compreneur : $\eta_{vis} = 80\%$

1° Tracer le cycle frigorifique à compresseur en diagrammes T, s et P, h .



1-2 : compresseur polytropique, non isentropique

2-2' : détente de la vapeur à $P = \text{cte}$

2'-3 : condensation à $P, T = \text{cte}$

3-4 : détente isenthalpe ($H = \text{cte}$)

4-1 : Evaporation à $T, P = \text{cte}$

2° T, P, h, s, x des points du cycle
Il faut utiliser les tables de saturation et de vapeur surchauffée
du fluide R134a déjà en notre possession.

					observations
$t (^\circ\text{C})$	$P (\text{bar})$	$h (\text{kJ/kg})$	$s (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$	x	
1	-5	2,434	1,7250	1	vapeur saturée
2'	40	10,164	1,7072	1	vapeur saturée
2		418,25	1,7250	0	vapeur surchauffée

points particuliers
 2_{is} : 1-2 is est une isentrope $\Rightarrow s = s_{2is}$
 $s_{2is} = s_1 = 1,7250 \text{ kJ/kg K}$

$$P_{2is} = P_2 = 10,164 \text{ bars}$$

En utilisant le table de l'entropie de la vapeur surchauffée du R134a, on peut déterminer t_{2is}
 sur la table, on a pour $P = 10,16 \text{ bars}$ et $s = 1,726 \text{ kJ/kg K}$,

la surchauffe est $\Delta t = 5^\circ\text{C} \Rightarrow t_{2is} = 40 + 5 = \underline{45^\circ\text{C}}$
 Ensuite, on utilise le table de l'enthalpie de la vapeur surchauffée pour déterminer h_{2is}

$$P_{2is} = 10,164 \text{ bar}$$

$$t_{2is} = 45^\circ\text{C} \text{ on trouve surchauffe de } 5^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow h_{2is} = 424,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{pt 2: Sachant } \eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}}$$

$$\Rightarrow h_2 = 394,3 + \frac{424,1 - 394,3}{0,8} = 431,55 \text{ kJ/kg}$$

de la table de l'enthalpie de la vapeur surchauffée, on trouve t_2

$$P_2 = 10,164 \text{ bar}$$

$$h_2 = 431,55 \text{ kJ/kg} \Rightarrow t_2 =$$

$$\text{table} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} h = 429,8 \text{ kJ/kg} \Rightarrow \Delta t = 10^\circ\text{C} \\ h = 435,5 \text{ kJ/kg} \Rightarrow \Delta t = 15^\circ\text{C} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} h = 429,8, \Delta t = 10^\circ\text{C} \rightarrow h = 431,225 \text{ kJ/kg} \\ h = 432,65, \Delta t = 12,5^\circ\text{C} \\ h = 435,5, \Delta t = 15^\circ\text{C} \end{array} \text{ pour } \Delta t = \frac{22,5^\circ\text{C}}{2}$$

$$\text{la solution est pour } h_2 = 431,225 \rightarrow \Delta t_2 = \underline{\underline{11,25^\circ\text{C}}}$$

$$\Rightarrow t_2 = \underline{\underline{51,25^\circ\text{C}}}$$

de la table de l'entropie de la vapeur surchauffée, on détermine s_2 !

$$t_2 = 51,25^\circ\text{C} \Rightarrow s_2 =$$

$$P_2 = 10,164$$

$$\text{table: } \left. \begin{array}{l} \Delta t_2 = 10^\circ\text{C} \rightarrow s = 1,744 \text{ kJ/kg K} \\ \Delta t_2 = 15^\circ\text{C} \rightarrow s = 1,761 \text{ kJ/kg K} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} \Delta t = 10^\circ\text{C}, s = 1,744 \\ \Delta t = 12,5^\circ\text{C}, s = 1,7525 \text{ kJ/kg} \\ \Delta t = 15^\circ\text{C}, s = 1,7625 \end{array} \rightarrow \Delta t = 11,25^\circ\text{C}, s = 1,74825$$

Suite du tableau récapitulatif

③

p	T(°C)	p(bar)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg.K)	x	observations
2	51,25 1	10,164	631,55 1	1,74825	—	vapeur surchauffée
3	40	10,164	256,11	1,1894	0	liquide saturé
4	-5	2,434	256,11	1,20955	0,312	fluide diphase

h: 3-4 isenthalpe $\Rightarrow h_4 = h_3$

$x_4 = ?$

$$h_4 = h'(-5^\circ\text{C}) + x_4 \cdot L_v(-5^\circ\text{C})$$

$$\Rightarrow x_4 = \frac{h_4 - h'(-5^\circ\text{C})}{L_v(-5^\circ\text{C})} = \frac{h_4 - h'(-5^\circ\text{C})}{h''(-5^\circ\text{C}) - h'(-5^\circ\text{C})} = \frac{256,11 - 193,43}{394,3 - 193,43}$$

$$s_4 = s'(-5) + x_4 \frac{L_v}{T} \text{ ou bien } s_4 = (1-x)s'(-5) + x_4 s''(-5)$$

$$\Rightarrow s_4 = (1 - 0,312) \cdot 1,18958 + 0,312 \cdot 1,7250$$

$$(s_4 = 1,2095504 \text{ kJ/kg.K})$$

3° $\dot{m}_f$ débit du fluide frigorigène circulant dans la machine
est donné par

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \Leftarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_E}{h_1 - h_4} = \frac{5 \text{ kW}}{(394,3 - 256,11) \text{ kJ/kg}}$$

puissance
frigorigène

$$\dot{m}_f \approx 0,0362 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f \approx 36,2 \text{ g/s}$$

4° Puissance mécanique consommée par le compresseur ④

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_1) = 0,0362 \cdot (434,55 - 394,13)$$

$$= 1,34845 \approx 1,35 \text{ kJ/s} \quad \text{kw}$$

$$\dot{W} = 1,35 \text{ kW}$$

5° Puissance thermique $\dot{Q}_c$ évacuée au condenseur:

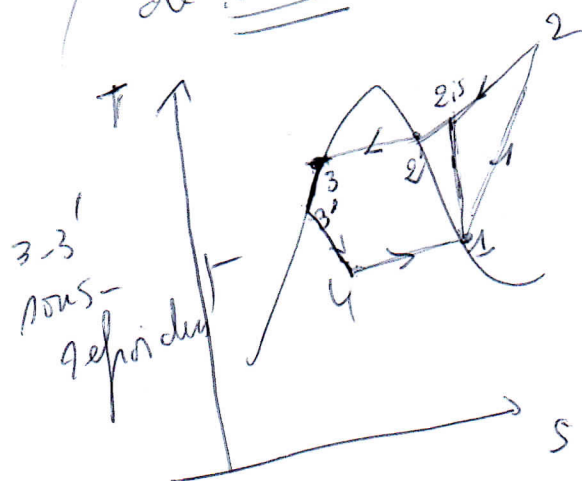
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f (h_3 - h_2) = 0,0362 (256,11 - 434,55)$$

$$\dot{Q}_c = -6,35 \text{ kW}$$

6° COP de la machine

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_c} = \frac{5}{1,35} = 3,7$$

7° Que devient $\dot{Q}_E$ et COP dans le cas d'un sous-refroidisseur de 5°C inf étant supposé inchangé $\Rightarrow$



$$t_3 = 40^\circ\text{C} \Rightarrow t_{3'} = \underline{35^\circ\text{C}} \Rightarrow h_{3'} = h'(35^\circ\text{C}) = 248,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_f (h_1 - h_{3'}) = 0,0362 \cdot (394,13 - 248,72)$$

$$\dot{Q}_E = 5,27 \text{ kW}$$

$$\dot{W} = 5,27 \text{ kW}$$

$$COP' = \frac{Q_E'}{W_C}$$

⑤

$W_C = m \cdot f(h_2 - h_1)$
reste inchangé

$$\Rightarrow COP' = \frac{5,27}{1,35} = 3,9$$

$$\boxed{COP' = 3,9}$$

Conclusion : avec un pous-refroidant $Q_E' \uparrow$ et $COP' \uparrow$

