



Matière : Machines Frigorifiques et Pompes à Chaleur

TD 02

Exercice 1 :

Le diagramme qui vous est fourni est celui du "R134a" (1,1,1,2 tétrafluoroéthane).

- Quelle est la température d'ébullition du R134a, à la pression atmosphérique.
- Quelle est son enthalpie de vaporisation à la pression atmosphérique.
- Déterminez l'état du R134a et estimez dans les conditions suivantes :
 - $T = 0\text{ °C}$, $P = 1\text{ bar}$
 - $T = 0\text{ °C}$, $P = 5\text{ bar}$
 - $T = 0\text{ °C}$, $P = 3\text{ bar}$, $h = 250\text{ kJ/kg}$

Exercice 2 :

On souhaite concevoir un climatiseur fonctionnant au R134A capable de soutirer une puissance de 1 kW à une source froide, maintenue à une température de +15°C, on estime qu'il faut pour cela que la température de l'évaporateur soit maintenue à 5°C. La température du condenseur (refroidi avec l'air ambiant à 30°C) doit être au moins égale à 35°C.

On suppose que la vapeur quittant l'évaporateur et le liquide quittant le condenseur sont juste saturés. La compression est supposée adiabatique et réversible.

- Déterminez les pressions de l'évaporateur et du condenseur.
- Tracez le cycle frigorifique sur le diagramme h -log P
- Déterminez le débit de fluide requis dans le cycle.
- Faites un bilan énergétique complet de la machine.
- Calculez le coefficient de performance de la machine frigorifique.

Exercice 3 :

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 avec un débit de 0,05 kg/s. Le R-134a entre dans l'évaporateur à une température de 20 °C et un titre de 0,33, et en sort à l'état de vapeur saturée. Pendant la compression isentropique du R-134a, il y a des pertes de 150W. La température du condenseur est maintenue à 60°C.

- Tracer le cycle dans un diagramme Ph
- Calculer le débit du fluide frigorigène, et le COP de l'installation

Exercice 4 :

On considère une machine frigorifique utilisant le réfrigérant R134a ; Les fluides quittant l'évaporateur à la pression de 4 bar et le condenseur à la pression de 10 bar sont saturés. Le rendement isentropique du compresseur est de 0,82 ; à l'entrée du compresseur le débit mesuré est de 0,25 kg/s ; On demande de :

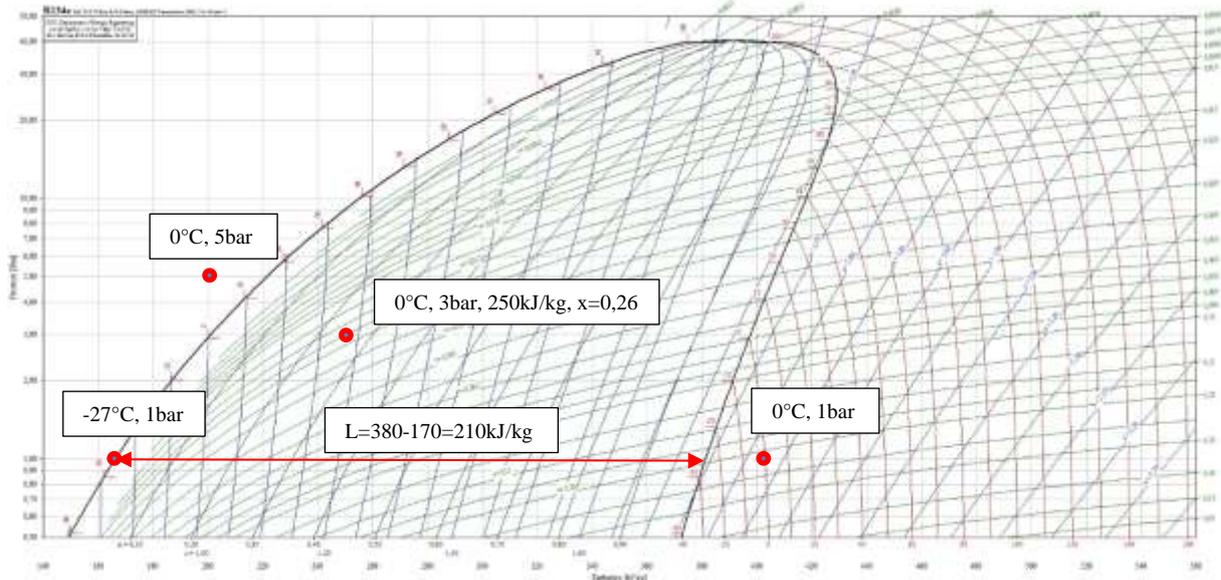
- Tracer le cycle dans un diagramme Ph
- Calculer la puissance du compresseur.
- Calculer la puissance frigorifique et le COP de l'installation.

Exercice 5 :

Une machine produisant du froid et utilisant le réfrigérant R134a ; fonctionne entre deux pressions 3 et 10 bar. Les fluides quittant l'évaporateur et le condenseur sont saturés ; le compresseur a un rendement isentropique de 0,75 et un débit massique de 1,5 kg/s.

- Tracer le cycle dans un diagramme Ph
- Calculer la puissance frigorifique et le COP de l'installation.
- Déterminer le débit volumique en m³/h et la température à la sortie du compresseur.

Exercice 1 :



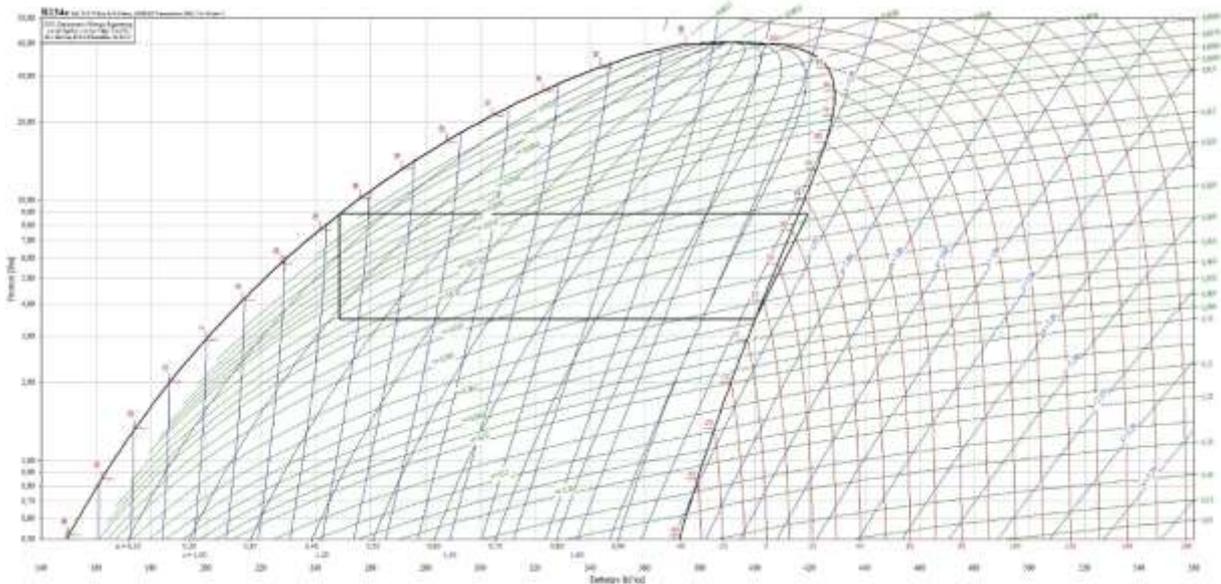
- a) Pour connaître la température d'ébullition sous 1 bar : il suffit de tracer l'horizontale à 1 bar, et de repérer la température du palier de vaporisation correspondant à cette pression ; Par interpolation entre -20°C et -30°C , on trouve -27°C
- b) L'enthalpie massique de vaporisation sous 1 bar (donc à -27°C) : elle correspond à la variation d'enthalpie lors de la transformation isobare isotherme : liquide saturé ! vapeur saturée, donc à la chaleur absorbée par l'unité de masse du fluide lors de sa vaporisation. C'est donc la différence entre l'enthalpie massique de la vapeur saturée (état final) et celle du liquide saturé (état initial). C'est donc la longueur du palier de vaporisation.
Elle vaut : $\Delta h^{(V-L)} = h^{(V,sat)} - h^{(L,sat)} \approx 380 - 170 = 210 \text{ kJ/kg}$
- c) L'état du fluide (0°C , 1 bar), (0°C , 5 bar), (0°C , 3 bar, $h=250 \text{ kJ/kg}$).
Les positions correspondantes sur le graphique sont marquées par de gros points rouges. (0°C , 1 bar) : vapeur ; (0°C , 5 bar) : liquide ; (0°C , 3 bar, $h=250 \text{ kJ/kg}$) : 3 bar est la pression de saturation sous 0°C , et les spécifications (0°C , 3 bar) nous placent quelque part sur le palier de changement de phase. Il faut un renseignement supplémentaire, ici l'enthalpie pour placer précisément le point. On lit ensuite, par interpolation entre les courbes à titre vapeur constant, le titre vapeur : environ 26% en masse.

Exercice 2 :

a. Déterminez les pressions de l'évaporateur et du condenseur.

$$P_{ev} = 3,5bar, P_{cond} = 8,9bar.$$

b)



Circuit Pression 3,5-8,9 bar $h_1 = 400; h_2 = 419; h_3 = h_4 = 248$

c) Déterminez le débit de fluide requis dans le cycle.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_F}{h_4 - h_1} = \frac{1}{400 - 248} = 6,57 \cdot 10^{-3} kg/s$$

d) Le bilan énergétique complet de la machine.

Le condenseur $\dot{Q}_C = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = 6,57 \cdot 10^{-3}(419 - 248) = 1,12kW$

L'évaporateur $\dot{Q}_F = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = 6,57 \cdot 10^{-3}(400 - 248) = 1,0kW$

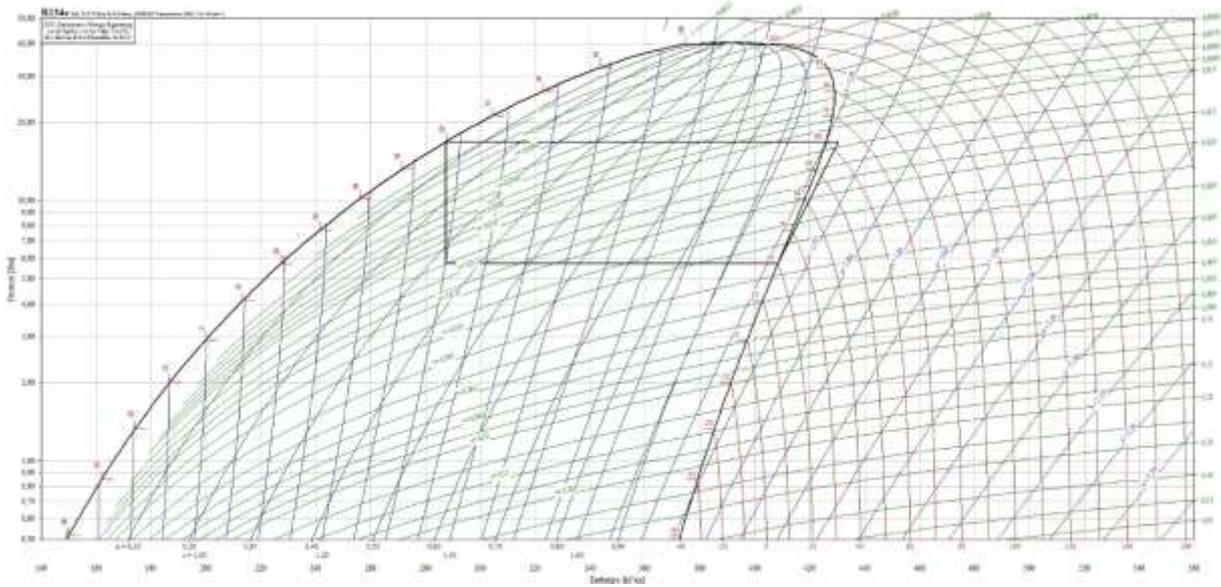
Le compresseur $\dot{W} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F = 1,12 - 1,0 = 0,12kW$

e) Le coefficient de performance de la machine frigorifique.

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{1}{0,12} = 8,33$$

Exercice 3 :

Circuit Pression 5,7-16,9 bar $h_1 = 408; h_2 = 430; h_3 = h_4 = 288$



La puissance transférée de l'eau est :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_e \cdot c_p(T_1 - T_2) = 0,05 \cdot 4,18 \cdot (50 - 40) = 2,09 \text{ kW}$$

Cette même puissance est égale :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

Ce qui donne le débit du réfrigérant

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_F}{h_1 - h_4} = \frac{2,09}{408 - 288} = 17,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

La puissance isentropique du compresseur

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = 17,4 \cdot 10^{-3}(430 - 408) = 0,383 \text{ kW} = 383 \text{ W}$$

La puissance réelle du compresseur

$$\dot{W}_r = \dot{W}_{is} + \text{pertes} = 383 + 150 = 533 \text{ W} = 0,533 \text{ kW}$$

La puissance de chauffe du condenseur

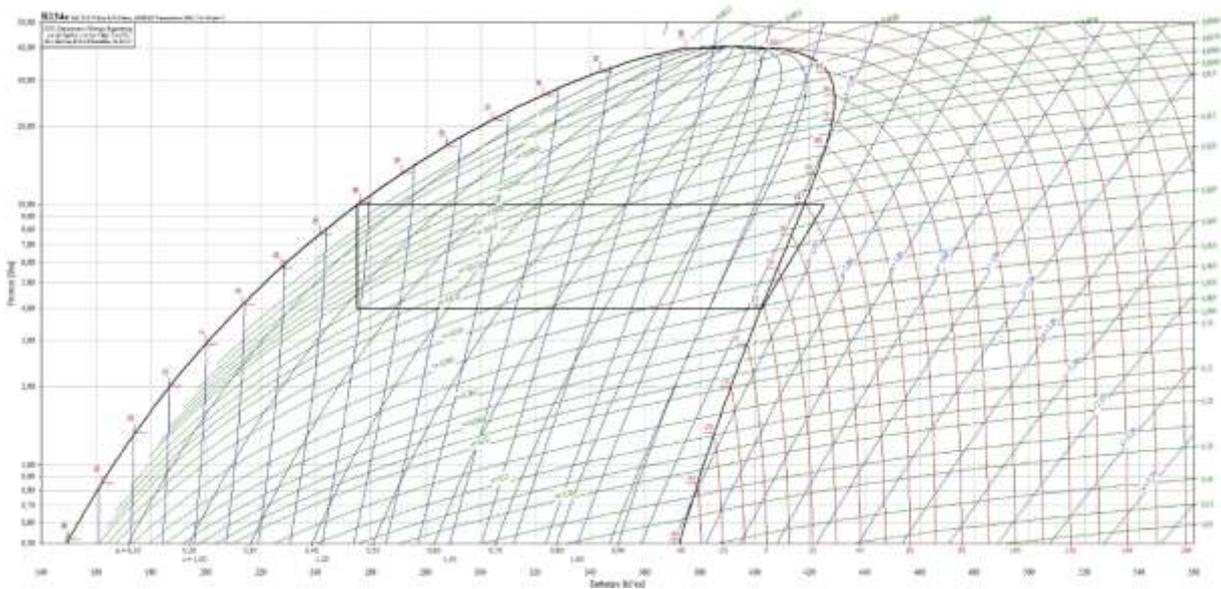
$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_F + \dot{W} = 2,09 + 0,533 = 2,623 \text{ kW}$$

Le coefficient de performance de la pompe à chaleur :

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}} = \frac{2,623}{0,533} = 4,92$$

Exercice 4 :

Circuit Pression 4,10 bar $h_1 = 402; h_2 = 421; h_3 = h_4 = 255$



Le rendement isentropique vaut :

$$a) \eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

On calcule l'enthalpie réelle du compresseur

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} = 402 + \frac{421 - 402}{0,82} = 425 \text{ kJ/kg}$$

a) La puissance du compresseur

$$\dot{W}_r = \dot{m}_r (h_{2r} - h_1) = 0,25(425 - 402) = 5,75 \text{ kW}$$

La puissance frigorifique

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = 0,25(402 - 255) = 36,75 \text{ kW}$$

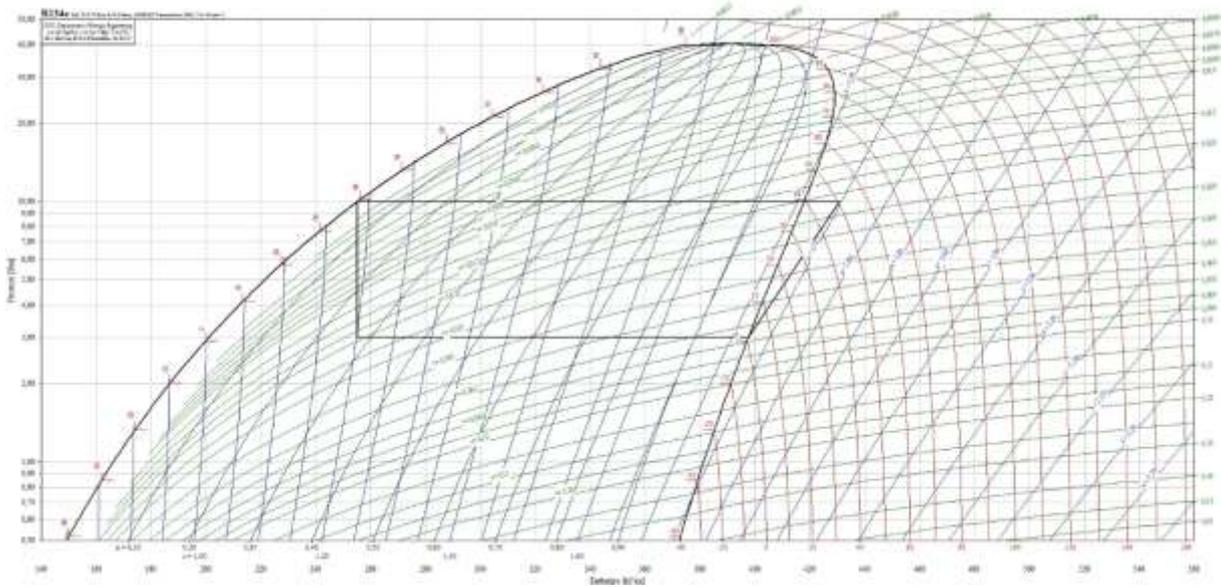
b) Le COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{36,75}{5,75} = 6,39$$

Exercice 5

De l'abaque on tire les enthalpies

Circuit Pression 3,10 bar $h_1 = 398$; $h_2 = 422$; $h_3 = h_4 = 255$



$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = 1,5(398 - 255) = 214,5kW$$

Le travail isentropique

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) = 1,5(422 - 398) = 36kW$$

La puissance du compresseur

$$\dot{W}_r = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{is}} = \frac{36}{0,75} = 48kW$$

Le COP de l'installation

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{214,5}{48} = 4,47$$

On a

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

On trace le point de fonctionnement réel sur l'abaque à la cote

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} = 398 + \frac{422 - 398}{0,75} = 430kJ/kg$$

Le volume massique $v = 0,022m^3/kg$;

Le débit volumique $q_v = \dot{m}_r \cdot v = 1,5 \cdot 0,022 = 0,033m^3/s = 119m^3/h$

La température à la sortie du compresseur $T = 50^\circ C$