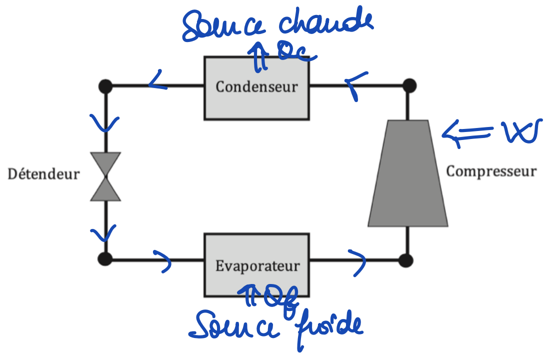
# TD T2

## SF 1




- L'objectif du réfrigérateur est de refroidir la source froide. Elle est donc à l'étape "évaporateur" car elle apporte alors l'énergie nécessaire à l'évaporation du fluide

- Par ailleurs, pour que la machine soit réceptrice, il faut que le flux thermique entre les 2 sources se fasse dans le sens opposé au sens naturel. Ainsi, il faut que le fluide arrive dans le condenseur plus chaud que la source chaude. Or, il sort de l'évaporateur à une température proche de $T_f$. Il faut donc le réchauffer : il doit donc passer dans le compresseur (en effet, la détente s'accompagne généralement d'un refroidissement)

# SF2

## Pompe à chaleur :

* source froide = atm extérieure
  elle doit perdre de l'énergie → elle en apporte au fluide pour sa vaporisation
  ↳ ① = évaporateur $Q_f > 0$

* source chaude = int. de l'habitation
  elle doit récupérer de l'énergie du fluide
  ↳ ③ = condenseur $Q_c < 0$

* en sortie de l'évaporateur, le fluide est à une température proche de $T_f$ et doit être réchauffé à $T > T_c$ pour permettre un réchauffement de la source chaude.
  ↳ ② = compresseur $W > 0$

* par déduction, on a ④ = détendeur

## Réfrigérateur

* source froide = intérieur du frigo
  → ③ = évaporateur

* source chaude = atm ext
  → ① = condenseur

puis même raisonnement PAC : ② = détendeur
④ = compresseur

## Moteur

* source chaude : elle donne de l'énergie au fluide
  ↳ ③ = évaporateur $Q_c > 0$
* source froide = atm ext : elle récupère de l'énergie du fluide
  ↳ ① = condenseur $Q_f < 0$

* en sortant de l'évaporateur, le fluide a récupéré l'énergie de la source chaude : il passe alors dans la turbine. $W < 0$.

SF 3

- L'étape 1 → 2 correspond à une compression (P↗) ⇒ compresseur.
- L'étape 3 → 4 " " détente (P↘) → détendeur.
- L'étape 2 → 3 correspond à une liquéfaction ⇒ condenseur
  (+ T élevée → contact avec la source chaude qui reçoit l'énergie fournie par la liquéfaction)
- L'étape 4 → 1 correspond à une vaporisation ⇒ évaporateur
  (+ T faible → contact avec la source froide qui donne l'énergie au fluide pour sa vaporisation)

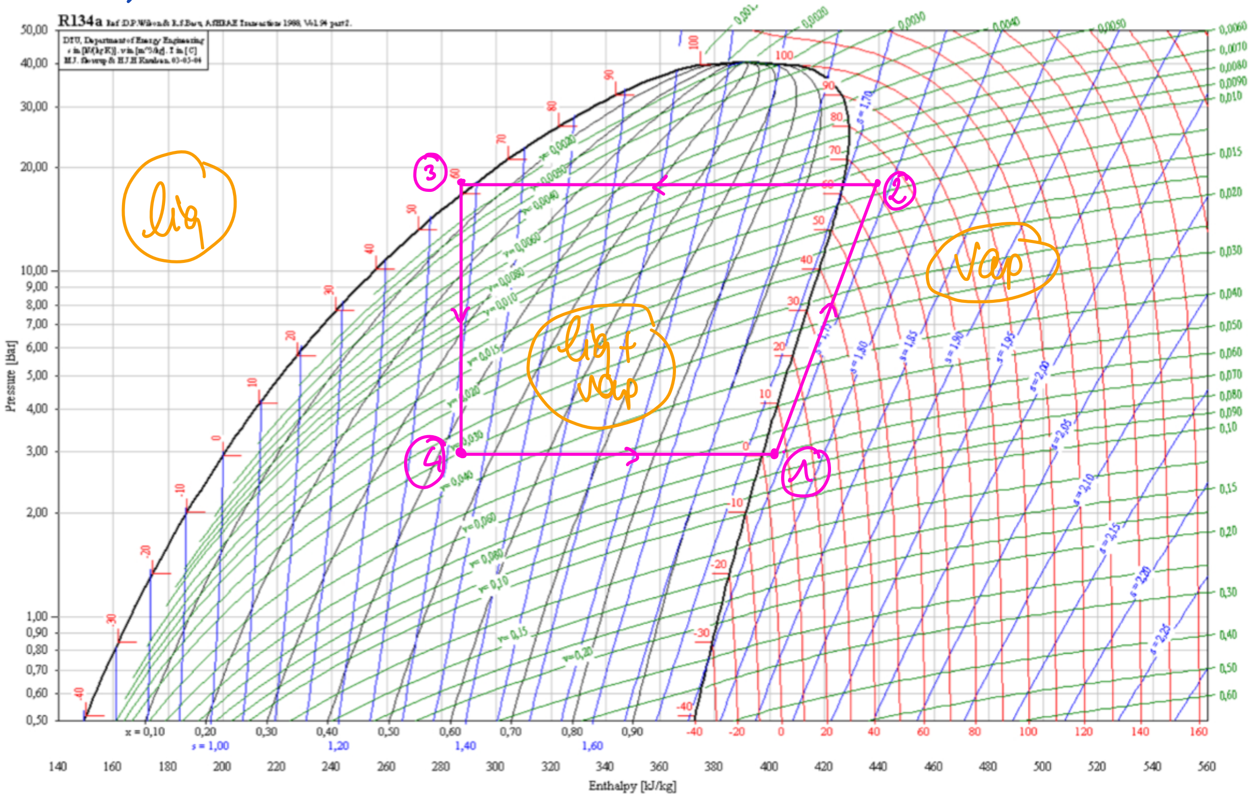
Le cycle est parcouru dans le sens trigonométrique, ce qui est cohérent avec la nature réceptrice de la machine.

On a $e = -\frac{q_c}{w} = -\frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} = \frac{451 - 255}{451 - 400} = \underline{3,8}$

## Exercice 2

1) L'extérieur est ici la source chaude. Dans une machine réceptrice, la source chaude reçoit de l'énergie de la part du fluide, ce qui peut arriver dans le condenseur, lors de la liquéfaction du fluide.

2)




On peut considérer la vapeur comme un GP si les isothermes sont verticales.
En effet, pour un GP, $dh = c_p dT$
donc les isothermes sont censées être des isenthalpiques.

3)

| Point | T (°C) | P (bar) | h ($kJ.kg^{-1}$) | s ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$) | x |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 5 | 3 | 405 | 1,75 | / |
| 2 | 70 | 18 | 440 | 1,75 | / |
| 3 | 60 | 18 | 285 | 1,25 | / |
| 4 | 0 | 3 | 285 | 1,35 | 0,45 |

4) $D_m$ est le débit massique
$h_S$ et $h_e$ les enthalpies massiques du fluide en sortie et en entrée
$P_m$ la puissance mécanique fournie au fluide
$P_q$ la puissance thermique fournie au fluide

5) $P_m = D_m(h_2 - h_1) = 3{,}5\,kW$. $>0$ logique car on fournit effectivement de l'énergie au fluide.

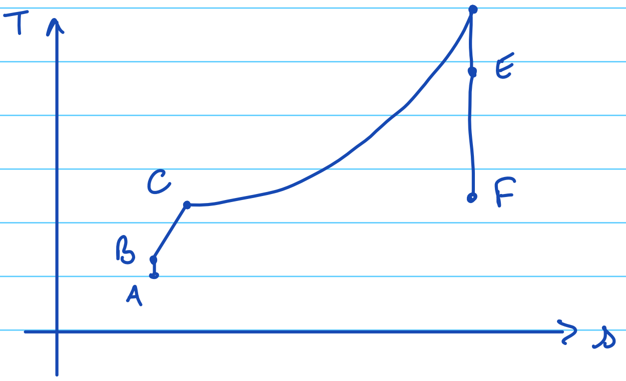
6) $P_e = D_m(h_1 - h_4) = 12\,kW > 0$ le fluide prend donc de l'énergie à l'air intérieur de la voiture qui est donc refroidi.

7) $e = \dfrac{Q_f}{W} = \dfrac{P_e}{P_m} = 3{,}4$

8) $e_c = \dfrac{T_f}{T_c - T_f} = \dfrac{T_4}{T_3 - T_4} = 4{,}6$. On a bien $e < e_c$.

# Exercice 3

1)




A → B, D → E et E → F sont adiab. rév. donc iso-s.
B → C adiab. mais irréversible ⇒ $\Delta s > 0$
C → D isobare ⇒ exponentielle

2) Appliquons le premier principe industriel au diffuseur :

$$h_B - h_A + \frac{v_B^2}{2} - \frac{v_A^2}{2} = 0$$ (car le diffuseur est adiab. et sans pièces mobiles)

on a donc $c_p (T_B - T_A) + \frac{0 - v^2}{2} = 0$

$$T_B = T_A + \frac{v^2}{2c_p} = \underline{264\,K = -9°C}.$$

Par ailleurs, on considère un gaz parfait qui subit une transformation adiabatique réversible, donc

$$T_A^{\gamma} P_A^{1-\gamma} = T_B^{\gamma} P_B^{1-\gamma} \quad \text{ie } P_B = P_A \left(\frac{T_A}{T_B}\right)^{\gamma/(1-\gamma)} = \underline{56\,kPa}$$

3) Appliquons le 1° ppe indus au compresseur :

$$h_c - h_B = w_{comp} \quad \text{ie} \quad w_{comp} = c_p (T_C - T_B) = \underline{263\,kJ.kg^{-1}}$$

4) Si la compression était isentropique, on aurait $P_B^{1-\gamma} T_B^{\gamma} = P_C^{1-\gamma} T_C'^{\gamma}$

Soit $T_C' = T_B \left(\frac{P_B}{P_C}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 479\,K = 206\,°C$

Le travail massique serait alors $w'_{comp} = c_p (T_C' - T_B) = \underline{237\,kJ.kg^{-1}}$

On en déduit le rendement isentropique de compresseur :

$$\eta_S = \frac{w'_{comp}}{w_{comp}} = \underline{90\%}$$

5) 1er ppe indus à la chambre de combustion

$$D_m (h_D - h_C) = \mathcal{P}_{ch}$$
$$D_m c_p (T_D - T_C) = \mathcal{P}_{ch}$$

Donc $\underline{\mathcal{P}_{ch} = 48\ MW}$

6) 1er ppe indus à la turbine :

$$h_E - h_D = w_{turb} = - w_{comp} \overset{Q3}{=} - c_p (T_C - T_B)$$
$$= c_p (T_E - T_D)$$

Donc $T_E = T_D + T_B - T_C = \underline{1233\,K = 960°C}$.

La détente étant adiabatique réversible : $P_E = P_C \left(\frac{T_D}{T_E}\right)^{\gamma/1-\gamma} = \underline{280\,kPa}$

$P_C = P_D$ car le passage dans la chambre de comb° est isobare.

7) $T_F = T_E \left(\frac{P_E}{P_F}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 716\,K = 443°C$ $\quad (P_F = P_A)$

1er ppe indus à la Tuyère :

$$h_F - h_E + \frac{v_F^2}{2} - \frac{v_E^2}{2} = 0$$

ie $v_e = \sqrt{2 c_p (T_E - T_F)} = \underline{1{,}1 . 10^3\ m s^{-1}}$

8) $\mathcal{P} = F \times V = D_m (v_e - V) \times V = \underline{943\ MW}$

alors $\eta = \frac{\mathcal{P}}{\mathcal{P}_{ch}} = 20\% < \eta$ habituel $(30\%)$

1. Lors d'un changement d'état le système est monovariant donc la pression est une fonction de la température. Si la transformation est isotherme, elle est donc isobare. On en conclut qu'une isotherme sous la courbe de saturation est un segment horizontal.
2. Pour un gaz parfait la deuxième loi de Joule donne $dh = c_p dT$. Sur une isotherme on a $dT = 0$, donc $dh = 0$. Pour un gaz parfait une isotherme est un segment vertical. Ce qui est en accord avec le diagramme car on remarque qu'à l'état gazeux les isothermes deviennent verticales à faible pression. En effet à faible pression le modèle du gaz parfait (pas d'interaction entre molécules du gaz) est de plus en plus pertinent.

3. Point 1 : intersection courbe d'ébullition (liquide saturant) et isobare $P = P_1 = 15\ bar$.
Point 2 : le premier principe appliqué au fluide dans le robinet de laminage donne :
    $\Delta h = w_i + q_e$, or il n'y a pas de parties mobiles donc $w_i = 0$ et la transformation est adiabatique donc $q_e = 0$. On en déduit que $\Delta h = 0$ et donc que la transformation est isenthalpe. Le point 2 est donc l'intersection entre l'isenthalpe (verticale) passant par le point 1 et l'isobare $P = P_2 = 4\ bar$.
Point 3 : La transformation dans le mélangeur est isobare donc $P_3 = P_2 = 4\ bar$. De plus à la sortie du mélangeur le fluide est à l'état de vapeur saturante sèche donc le point 3 est l'intersection de la courbe de rosée avec l'isobare $P = 4 bar$.
Point 4 : dans le compresseur la transformation est adiabatique et réversible donc isentropique, donc $s_3 = s_4$. Dans le condenseur la transformation est isobare donc $P_1 = P_4$. Le point 4 est donc à l'intersection de l'isentrope passant par le point 3 et de l'isobare $P = 15\ bar$.
4. Par lecture graphique on obtient :

| Etat | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|---|
| h en $kJ.kg^{-1}$ | 244 | 244 | 342 | 370 |
| P en bar | 15 | 4 | 4 | 15 |
| T en °C | 36 | -11 | -11 | 42 |
| x | 0 | 0,35 | 1 | Non défini |

5. D'après la règle du moment on a :
$$x = \frac{h_2 - h_l}{h_v - h_l}$$
    A $P = 4bar$, on lit sur le graphe : $h_2 = 244\ kJ.kg^{-1}$, $h_l = 188\ kJ.kg^{-1}$ et $h_v = 344\ kJ.kg^{-1}$
    AN : $x = 0,359$
    On retrouve bien le même ordre de grandeur, l'écart étant dû aux erreurs de lecture.
6. Même démarche qu'à la question 3.
    Point 5 : intersection courbe d'ébullition et isobare $P_5 = P_8 = 4\ bar$.
    Point 6 : intersection isenthalpe passant par 5 et isobare $P_6 = 1,5\ bar$.

Point 7 : intersection courbe de rosée et isobare $P_6 = P_7 = 1{,}5\ bar$.

Point 8 : intersection isentrope passant par 7 et isobare $P_8 = 4\ bar$.

7.

| Etat | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|
| h en $kJ.kg^{-1}$ | 188 | 188 | 330 | 350 |
| P en bar | 4 | 1.5 | 1.5 | 4 |
| T en °C | -11 | -37 | -37 | -4 |
| x | 0 | 0,16 | 1 | Non défini |

8. En faisant un bilan de puissance appliqué au fluide dans le mélangeur-séparateur on obtient :

$$D_{m3}h_3 - D_{m2}h_2 + D_{m5}h_5 - D_{m8}h_8 = \mathcal{P}_i + \Phi_e$$

Où $\mathcal{P}_i$ est la puissance indiquée avec $\mathcal{P}_i = 0$ puisqu'il n'y a pas de partie mobile et $\Phi_e$ est le flux thermique avec l'extérieur qui vérifie $\Phi_e = 0$ puisque que le mélangeur-séparateur est calorifugé.

De plus $D_{m2} = D_{m3} = D_{HP}$ et $D_{m5} = D_{m8} = D_{BP}$.

On en déduit que : $D_{HP}(h_3 - h_2) + D_{BP}(h_5 - h_8) = 0$

$$\boxed{D_{HP} = \frac{h_8 - h_5}{h_3 - h_2} D_{BP}}$$

AN : $\boxed{D_{HP} = 2{,}48\ kg.s^{-1}}$

Remarque : on pourrait aussi faire un bilan d'énergie en multipliant le bilan de puissance par un temps $\tau$ (qui vaut par exemple une seconde) et dans ce cas on aurait :

$$m_3h_3 - m_2h_2 + m_5h_5 - m_8h_8 = W_i + \mathrm{Q}_e$$

Où les masses $m_i$ sont les masses entrantes et sortantes pendant la durée $\tau$, $W_i$ le travail indiqué et $Q_e$ le transfert thermique pendant la durée $\tau$.

9. Le premier principe des systèmes ouverts appliqué au fluide dans le compresseur donne :

$$h_4 - h_3 = q_{eCPHP} + w_{iCPHP}$$

La transformation étant adiabatique dans le compresseur, on a $q_{eCPHP}$.

En multipliant par le débit massique $D_{HP}$, on en déduit que la puissance mécanique échangée dans CPHP vaut : $\boxed{\mathcal{P}_{iCPHP} = D_{HP}(h_4 - h_3)}$

AN : $\boxed{\mathcal{P}_{iCPHP} = 69{,}4\ kW}$

De la même manière on montre que : $\boxed{\mathcal{P}_{iCPBP} = D_{BP}(h_8 - h_7)}$

AN : $\boxed{\mathcal{P}_{iCPBP} = 30\ kW}$

10. Un bilan de puissance appliqué au fluide dans l'évaporateur s'écrit :

$$D_{BP}(h_7 - h_6) = \Phi_{e,ev} + \mathcal{P}_{i,ev}$$

Or il n'y a pas de parties mobiles dans l'évaporateur donc $\mathcal{P}_{i,ev} = 0$.

On en déduit que la puissance thermique échangée dans l'évaporateur vaut :

$$\boxed{\Phi_{e,ev} = D_{BP}(h_7 - h_6)}$$

AN : $\boxed{\Phi_{e,ev} = 213\ kW}$

De la même façon, on montre que dans le condenseur la puissance thermique échangée vaut :

$$\boxed{\Phi_{e,co} = D_{HP}(h_1 - h_4)}$$

AN : $\boxed{\Phi_{e,co} = -312\ kW}$

Remarque : les signes sont cohérents avec le fait que la condensation est une réaction exothermique et que l'évaporation une réaction endothermique.

11. Par définition du coefficient de performance :

$$\boxed{COP = \frac{puissance\ utile}{puissance\ dépensée} = \frac{\Phi_{e,ev}}{\mathcal{P}_{i,tot}} = \frac{\Phi_{e,ev}}{\mathcal{P}_{iCPHP} + \mathcal{P}_{iCPBP}}}$$

AN : $\boxed{COP\ =\ 2{,}14}$

12. Dans le cas du cycle de Carnot :

$$\boxed{(COP)_{Carnot} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{T_7}{T_1 - T_7}}$$

AN : $\boxed{(COP)_{Carnot} = 3{,}23}$

$\eta = 0{,}66 < 1$, le résultat est cohérent car le rendement du cycle est nécessairement inférieur à celui de Carnot à cause des irréversibilités dans le cycle réel.

13. Cf. courbe.
14. On lit sur la courbe : $h'_6 = h_1 = 244\ kJ.kg^{-1}$ et $h'_4 = 375\ kJ.kg^{-1}$.
15. En appliquant le premier principe industriel au fluide dans l'évaporateur on obtient :

$$h'_7 - h'_6 = w_{i,ev} + q_{e,ev}$$

Il n'y a pas de parties mobiles dans l'évaporateur donc $w_{i,ev} = 0$, on en déduit le transfert thermique massique de réfrigération :

$$\boxed{q_{e,ev} = h'_7 - h'_6}$$

AN : $\boxed{q_{e,ev} = 86\ kJ.kg^{-1}}$

De même au niveau du compresseur, on obtient :

$$h'_4 - h'_7 = w_{i,co} + q_{e,co}$$

La transformation étant calorifugée dans le compresseur, on a $q_{e,co} = 0$ et on en déduit que le travail indiqué massique dans le compresseur vaut :

$$\boxed{w_{i,co} = h'_4 - h'_7}$$

AN : $\boxed{w_{i,co} = 45\ kJ.kg^{-1}}$

16. Le COP vérifie :

$$\boxed{COP = \frac{q_{e,ev}}{w_{i,co}} = 1{,}91}$$

Le COP est bien inférieur à celui obtenu dans le cas d'une machine à deux étages.

# Forane 502