Étude d'un système frigorifique avec un cycle de Brayton inversé

Pour mes abréviations :
CS : chiffres significatifs (il y en a trop ou pas assez)
AN : application numérique
Un rond vide après une AN : il manque l'unité.

Q1. Premier principe industriel

$$\Delta h + \underbrace{\Delta e_c + \Delta e_p}_{\text{négligé}} = q + w$$

Δ = sortie − entrée
h = enthalpie massique
e_c = énergie cinétique massique
e_p = énergie potentielle massique
q = transfert thermique reçu par u de masse
w = travail utile reçu par u de masse.

Q2 Cycle

Etat G $\xrightarrow{\text{iso P}}$ Etat A : $T_A = -20\,°C$, $P_A = 1{,}0$ bar $\xrightarrow[\text{comp } -w_{turb}]{\text{iso S}}$ Etat B : T_B, P_B $\xrightarrow[\text{éch.}]{\text{iso P}}$ Etat C : $T_C = -6\,°C$, $P_C = P_B$

Etat C $\xrightarrow[\text{comp. } w_{dec}]{\text{iso S}}$ Etat D : $T_D =$, $P_D = 10$ bar $\xrightarrow[\text{éch}]{\text{iso P}}$ Etat E : $T_E = -10\,°C$, $P_E = 10$ bar $\xrightarrow[\text{iso S } w_{turb.}]{\text{Turb.}}$ Etat F : T_F, $P_F = 1{,}0$ bar $\xrightarrow{\text{iso P}}$ Etat G : $P_G = 1{,}0$ bar

cf annexe

Q3. On place le point E $P_E = 10$ bar
$T_E = -10\,°C$

E → F est une isentropique
et $P_F = 1{,}0$ bar → on place le point F
Pour le fluide

$$h_F - h_E = w_{turb} + \underbrace{q_{EF}}_{=0,\ \text{adiabatique}}$$

D'où $w_{turb} = 360 - 490 = -130 \text{ kJ.kg}^{-1}$

On a $T_F = -140°C$

Lors de la compression A → B le travail massique reçu est égal au travail massique fourni par la turbine car il y a transmission de puissance intégrale.

Soit $w_{AB} = -w_{turb} = +130 \text{ kJ kg}^{-1}$

Q4 Point A : $P_A = 1{,}0$ bar

$T_A = T_1 = -20°C$

Entre A et B : iso S } on lit $h_A = 480 \text{ kJ kg}^{-1}$

avec $h_B - h_A = -w_{turb} + 0$.

$\Rightarrow h_B = h_A - w_{turb}$

$h_B = 610 \text{ kJ.kg}^{-1}$

On suit une iso S à partir de A jusqu'à $h = 610 \text{ kJ kg}^{-1}$.

→ B. On lit $P_B = 4{,}0$ bar, $T_B = 105°C$

Entre B et C isobare $P_C = P_B$

On suit une horizontale jusqu'à $T_C = -10°C$

On lit $h_C = 490 \text{ kJ kg}^{-1}$

Entre C et D isentropique jusqu'à $P_D = 10$ bar.

On lit $T_D = 75°C$ $h_D = 575 \text{ kJ kg}^{-1}$

D → E isobare on lit $h_E = 490 \text{ kJ kg}^{-1}$

D → F iso S on lit $T_F = -140°C$

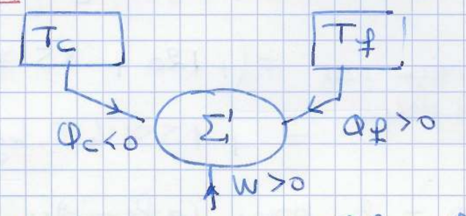
$h_F = 360$

Q5. Lors de la transformation F → G.

$h_G - h_F = q_{FG}$ transfert thermique reçu par l'air.

$q_{FG} = 70 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Q6 Cas d'une machine ditherme réversible



Bilan énergétique sur 1 cycle : $W + Q_C + Q_f = 0$

Bilan entropique $\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_C}{T_C} \leq 0$

$= 0$ car réversible

$e = \frac{Q_f}{+W} = \frac{-Q_f}{Q_C + Q_f}$ = avec $Q_C = -\frac{T_C}{T_f} Q_f$

$$\boxed{e = \frac{-1}{1 - T_C/T_f} = \frac{T_f}{T_C - T_f}}$$

AN : $e = 4{,}5$

Q7 Pour notre machine $e = \frac{q_{FG}}{w_{mot}}$

avec $w_{mot} = h_D - h_C$

Soit $e = \frac{h_G - h_F}{h_D - h_C}$ $e = 0{,}82$

Semble faible.

q_{FG} n'est pas le seul transfert thermique avec la "source froide" du cycle de l'air

Pourquoi une source à −25°C pour le cycle de Carnot ?

Q8) Il faudrait prendre en compte les dépenses énergétiques liée au fluide R134a.

Q9) On a

$$q_{\text{reçu par R134a}} = -q_{BC} - q_{DE} - q_{GA}$$
$$= -h_C + h_B - h_E + h_D - h_A + h_G$$

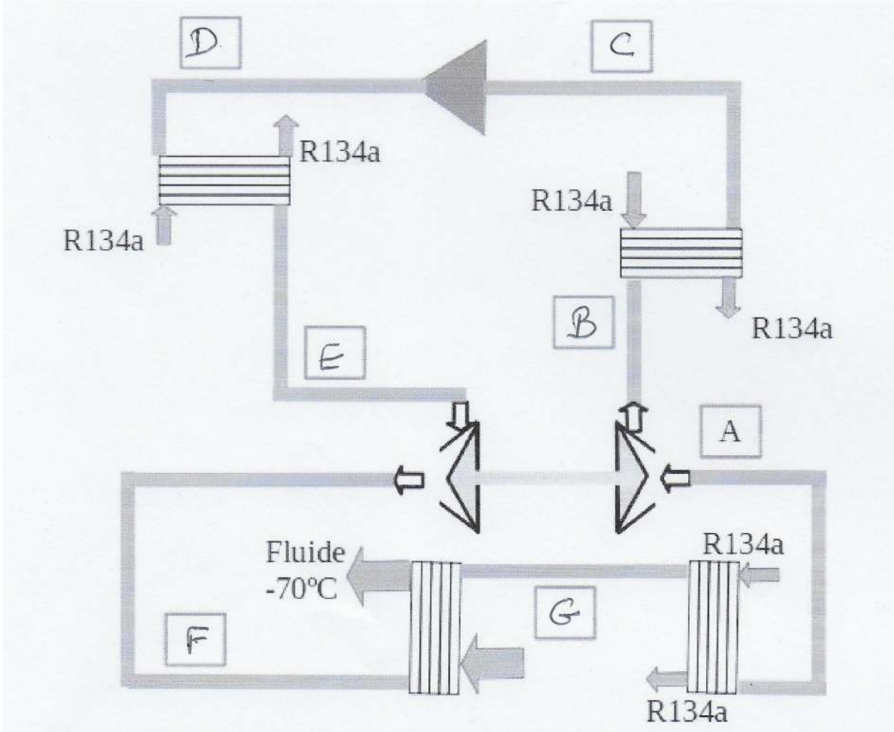
AN : $$q_{\text{reçu par R134a}} = (+120 + 85 - 50)\ \mathrm{kJ\,kg^{-1}}$$
$$= +155\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$$

Q10) $e = 2$ pour refroidir le fluide

On a alors $$e' = \frac{q_{FG}}{w_{moteur} + w_{refroid}}$$

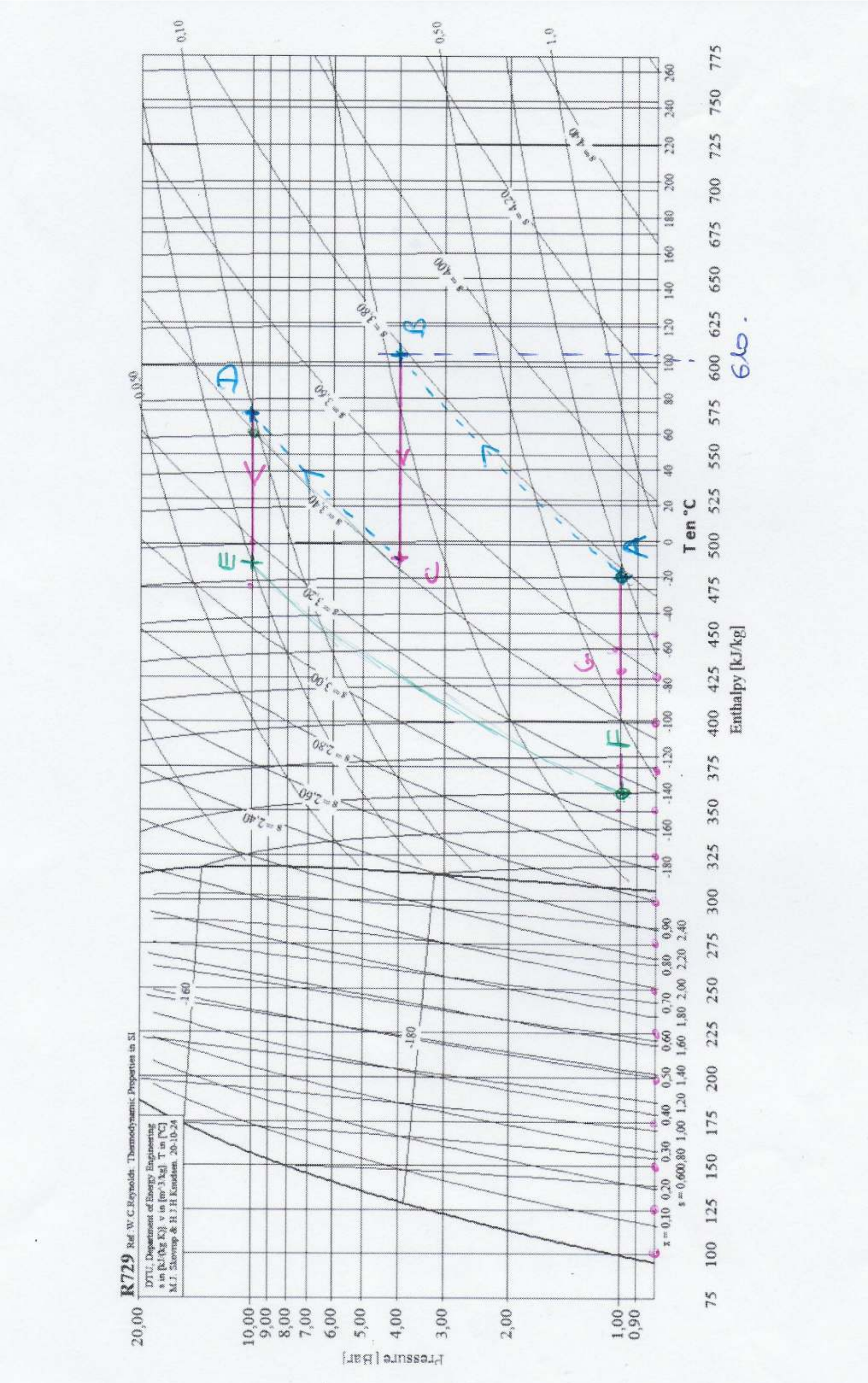
avec $$w_{refroid} = -\frac{q_{\text{reçu par R134a}}}{2}$$

$$e' = 0{,}43.$$



on 4 :

États		Pression	Température	Enthalpie massique en kJ·kg^{-1}
A	Entrée compresseur	1,0 bar	-20°C	480
B	Entrée échangeur	4,0 bar	105°C	610
C	Entrée compresseur	4,0 bar	-10°C	490.
D	Entrée échangeur	10 bar	75°C	575
E	Entrée turbine	10 bar	-10°C	490.
F	Entrée échangeur	1,0 bar	-140	360
G	Entrée échangeur	1,0 bar	-75°C	430


R729
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
T en °C
A
B
C
D
E
F
G