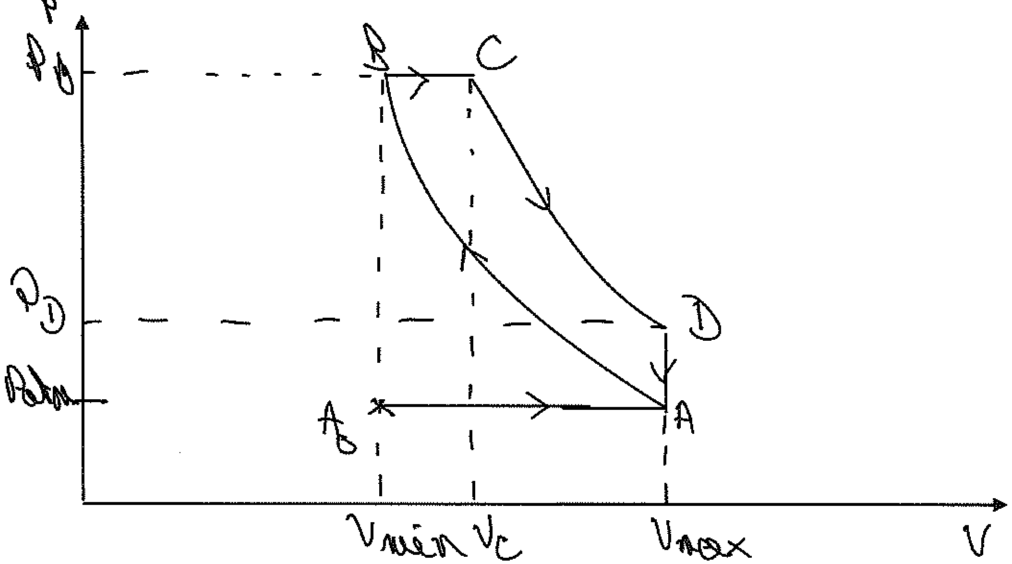
Contrôle physique-chimie 1 2024 :

I La motorisation des trains :

Q1 IA - Le moteur Diesel :



Q2 - A → B compression adiabatique réversible

D'où $P_A V_{max}^\gamma = P_B V_{min}^\gamma = P_{atm} V_{max}^\gamma$

$$\boxed{P_B = P_{atm}\, x^\gamma}$$

CD : détente adiabatique réversible

D'où $P_C V_C^\gamma = P_D V_D^\gamma = P_D V_{max}^\gamma$

$$\boxed{P_D = P_B\, y^{-\gamma} = P_{atm}\left(\frac{x}{y}\right)^\gamma}$$

Q3 - $\eta_D = \dfrac{-W}{Q_{BC}}$

W = travail fourni à l'extérieur.

Pour le cycle :

$W + Q_{A_0A} + Q_{AB} + Q_{BC} + Q_{CD} + Q_{DA} + Q_{AA_0} = 0$

$Q_{AB} = Q_{CD} = 0$ transf. adiabatiques

$W_{A_0A} = -W_{AA_0}$ d'où $Q_{A_0A} = -Q_{AA_0}$

D'où $-W = Q_{BC} + Q_{DA}$

$\eta_D = 1 + \dfrac{Q_{DA}}{Q_{BC}}$

BC isobare : $Q_{BC} = C_P(T_C - T_B)$

DA isochore : $Q_{DA} = C_V(T_A - T_D)$

$$\boxed{\eta_D = 1 + \frac{1}{\gamma}\,\frac{T_A - T_D}{T_C - T_B}}$$

Q4 – AB adi. rev :

$$T_A V_{max}^{\gamma-1} = T_B V_{min}^{\gamma-1} \quad (1)$$

CD adi. rev : $T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_{max}^{\gamma-1}$ (2)

BC isobare : $\frac{T_C}{V_C} = \frac{T_B}{V_{min}}$

$$T_B = T_C \frac{V_{min}}{V_C} = T_C \frac{V_{min}}{V_{max}} \frac{V_{max}}{V_C}$$

$$T_B = T_C \frac{1}{x} \times y \quad (3)$$

D'où d'après (1) et (3)

$$T_A = T_B \frac{1}{x^{\gamma-1}} = T_C \frac{y}{x^{\gamma}}$$

D'après (2) : $T_D = T_C \frac{1}{y^{\gamma-1}}$

$$\eta_D = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{y}{x^{\gamma}} - \frac{1}{y^{\gamma-1}}}{1 - \frac{y}{x}}$$

$$\boxed{\eta_D = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{x^{-\gamma} - y^{-\gamma}}{y^{-1} - x^{-1}}}$$

AN : $\eta_D = 0,81$

Frottements ⇒ transf AB et CD non réversible.
Une partie de l'énergie de la combustion peut être perdue par diffusion par exemple.
D'où son rendement réel plus faible.

Q5 – Le travail fourni $-W = \eta\, Q_{BC}$

$$Q_{BC} = \frac{nR\gamma}{\gamma-1}(T_C - T_B)$$

$$T_B = T_{atm}\, x^{\gamma-1} \qquad T_C = T_{atm} \frac{x^{\gamma}}{y}$$

$$nR = \frac{P_{atm} V_{max}}{T_{atm}}$$

$$Q_{BC} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{atm} V_{max}}{T_{atm}} \times T_{atm} \left(\frac{x^{\gamma}}{y} - x^{\gamma-1}\right)$$

$$\boxed{Q_{BC} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_{atm} V_{max}\, x^{\gamma} \left(\frac{1}{y} - \frac{1}{x}\right)}$$

$Q_{BC} = 122,8$ kJ

$-W = 55,3$ kJ (rendement 0,45) pour un cycle.

$\omega = 2000$ tours/min

$\omega = 33,33$ cycles par seconde.

La puissance mécanique moyenne vaut donc

$\underline{P = -W \times \omega = 1843\ kW}$

Pour parcourir $d = 100$ km, en supposant la vitesse v constante, il faut un temps $t = \frac{d}{v}$.

Ceci correspond à un nbre de cycles ωt c'est à dire une énergie de combustion

$$Q = Q_{rc}\,\omega t = \frac{\omega d}{v} Q_{rc}$$

Ce qui correspond à une masse m de gasoil de :

$$\boxed{m = \frac{Q}{\Delta h_{comb}} = \frac{\omega d}{v\,\Delta h_{comb}} Q_{rc} = 22,5 \text{ kg aux } 100 \text{ km}}$$

Contrôle1 PSI 2014 – Partie II – Fluide en écoulement.

A – Préliminaire: (1)

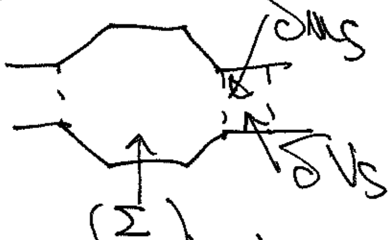
On applique le 1er principe entre t et t+dt au système fermé constitué:

à t:

(Σ) = fluide dans la machine

Du fluide contenu à t dans (Σ) et la masse δm_e de fluide entrant dans la machine pendant dt.

à t+dt: du fluide contenu à t+dt dans (Σ) et la masse δm_s de fluide sortant de Σ entre t et t+dt



régime stationnaire $\Rightarrow \delta m_e = \delta m_s = \delta m$

(2)

$dU = \left(U_\Sigma(t+dt) + \delta m\, u_s\right) - \left(U_\Sigma(t) + \delta m\, u_e\right)$

$dU = \delta W_p + w_u \delta m + q\delta m$

* δW_p = travail des forces de pression exercées par le fluide en amont et en aval de (Σ)

$\delta W_p = P_e \delta V_e - P_s \delta V_s$

$\delta W_p = \left(P_e v_{me} - P_s v_{ms}\right)\delta m$

v_{me}, v_{ms}) volumes massiques du fluide en entrée et sortie

* le régime étant stationnaire $U_\Sigma(t+dt) = U_\Sigma(t)$ d'où

$(u_s - u_e)\delta m = \left(P_e v_{me} - P_s v_{ms}\right)\delta m + (w_u + q)\delta m$

or $h_s = u_s + P_s v_{ms}$ $\quad h_e = u_e + P_e v_{me}$

d'où

$$h_s - h_e = w_u + q$$

B – Cycle de Hirn :

2 – La transformation 0 → 1 correspond à la transformation isentropique d'un liquide.

D'où $\Delta S \simeq C \ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right) = 0$

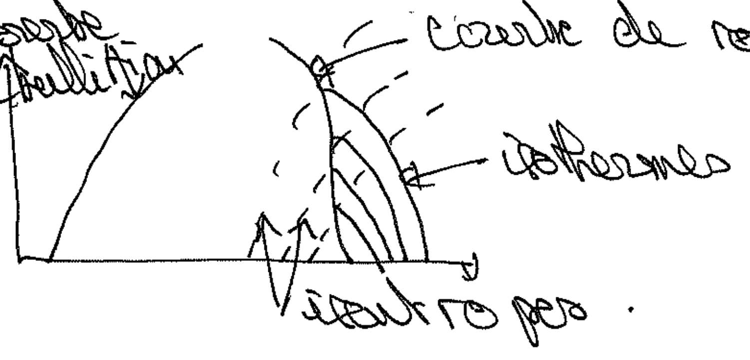
D'où $T_1 \simeq T_0$

Or $h_1 - h_0 = c(T_1 - T_0)$ d'où $h_1 \simeq h_0$

Comme dans la phase liquide $\Delta S = C \ln\left(\frac{T_f}{T_i}\right)$ et $\Delta h = c(T_f - T_i)$

les isentropes sont confondues avec les isenthalpes et les isothermes.
⇒ droites verticales.

3 –



4 – $s_{1'} = 6{,}68\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$

$1' \to 2$ isentropique, d'où

$s_2 = s_{1'}$

à 29°C $s_0 = 0{,}42\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$

Pour la vapeur saturante

$s_\sigma = 8{,}47\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$

D'après le th. des moments :

$$\boxed{x_2 = \frac{s_2 - s_0}{s_\sigma - s_0}}$$

$$x_2 = \frac{6{,}68 - 0{,}42}{8{,}47 - 0{,}42} = 0{,}78$$

$h_2 = x_2 h_\sigma + (1 - x_2) h_0$

avec h_σ = enthalpie massique de la vapeur saturante à 29°C.

$h_2 = 2018\ kJ.kg^{-1}$

5 – Le cycle est moteur.

⑤

Le fluide fournit du travail à l'extérieur lors de son passage dans la turbine et reçoit de l'énergie thermique lors du passage dans le générateur de vapeur.

$$\boxed{\eta = -\frac{w_{2'3}}{q_{12'}}}$$

2' → 3 adiabatique d'où

$w_{2'3} = h_3 - h_{2'}$

1 → 2') passage dans le générateur de vapeur $w_{12'} = 0$

$q_{12'} = h_{2'} - h_1$

$$\boxed{\eta = -\frac{h_3 - h_{2'}}{h_{2'} - h_1}}$$

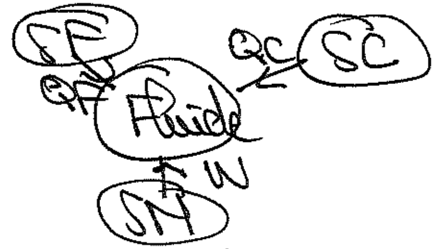
$h_1 = h_0 = 441\ kJ.kg^{-1}$

$h_{2'} = 3391\ kJ.kg^{-1}$

⑥

$$\eta = \frac{3391 - 2018}{3391 - 441} = 0,46$$

6 –



Au cours d'un cycle :

$\Delta U = 0 = W + Q_C + Q_F$

$\Delta S = 0 = \frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F}$ car réversible

$$\eta_C = -\frac{W}{Q_C} = 1 + \frac{Q_F}{Q_C}$$

$$\frac{Q_F}{Q_C} = -\frac{T_F}{T_C}$$

$$\boxed{\eta_C = 1 - \frac{T_F}{T_C}}$$

$T_F = 29°C$ soit $302\ K$ temp minimale

$T_C = 500°C$ soit $773\ K$ temp maxi.

$$\eta = 1 - \frac{773}{302}$$

AN : $\eta_c = 0,61$

$\eta < \eta_c$ car le cycle réel présente des irréversibilités.

C – Cycle à double surchauffe :

1 – Etat 1 : identique au cas précédent.

$2 \to 2'$ échauffement isobare jusqu'à $T'_2 = 500°C$ Etat 2' : identique au cas précédent.

$2' \to 4$: isentropique jusqu'à l'état 4. $T_4 = 200°C$

$4 \to 4'$: échauffement isobare jusqu'à $T'_4 = 500°C$

$4' \to 5$: isentropique jusqu'à l'isobare 0,040 bar

Etats 3, 0, 1, 1' identiques au cas précédent.

Titre massique x_5 :

$h_5 = 2230\ kJ.kg^{-1}$

$$x_5 = \frac{h_5 - h_0}{h_v - h_0}$$

$$x_5 = \frac{2230 - 121}{2554 - 121} = 0,87$$

Efficacité :

Le travail utile est échangé dans les 2 turbines cad lors des transformations $2' \to 4$ et $4' \to 5$

$w_u = -(w_{2'4} + w_{4'5})$ travail utile fourni à l'extérieur.

$w_u = h_{2'} - h_4 + h_{4'} - h_5$

$h_4 \simeq 3000\ kJ.kg^{-1}$ $\quad h_{2'} = 3400\ kJ.kg^{-1}$

$h_{4'} \simeq 3470\ kJ.kg^{-1}$

$h_5 \simeq 2230\ kJ.kg^{-1}$

$w_{uf} = 1640 \ kJ.kg^{-1}$

L'énergie thermique est fournie au fluide lors des transformations $1 \to 1'$; $4 \to 4'$

$q_f = h_{1'} - h_1 + h_{4'} - h_4$

$h_1 = 110 \ kJ.kg^{-1}$

$q_f = 3400 - 110 + 3470 - 3000$

$q_f = 3760 \ kJ.kg^{-1}$

$\eta = \frac{w_{uf}}{q_f} = \frac{1640}{3760} = 0,44$

Légère amélioration du rendement mais surtout augmentation du titre en vapeur à la sortie de la turbine.

D – Cycle réel d'une tranche nucléaire :

Q3 – * L'énergie thermique fournie au fluide correspond au passage des échangeurs au contact avec l'eau du circuit primaire.

Débit : $D_{GV} = 5442,1 \ t.h^{-1}$

Enthalpies massiques en entrée et sortie :

$h_e = 941,7 \ kJ.kg^{-1}$

$h_s = 2788,4 \ kJ.kg^{-1}$

D'où d'après le 1er principe industriel en terme de puissance, la puissance thermique fournie par le générateur de vapeur vaut :

$P_{th,GV} = D_{GV}(h_s - h_e)$

AN : $P_{th,GV} = \frac{5442,1 \cdot 10^3}{3600}(2788,4 - 941,7) \cdot 10^3$

(11)

$P_{R,GV} = 2{,}78$ GW

* La puissance mécanique est fournie à l'extérieur dans les turbines HP et BP qui sont des systèmes à 1 entrée et plusieurs sorties.

→ Turbine HP :

Débit entrée : $D_{THP} = 5001{,}9\ t.h^{-1}$

Enthalpie massique entrée $= h_e = 2787{,}1\ kJ.kg^{-1}$

Sorties :

• Vers R_4, R_5, R_6

R_4 : débit : $D_4 = 402{,}1\ t.h^{-1}$
enth mass : $h_4 = 2562{,}8\ kJ.kg^{-1}$

R_5 : $D_5 = 208{,}4\ t.h^{-1}$
$h_5 = 2622{,}6\ kJ.kg^{-1}$

R_6 : $D_6 = 214{,}3\ t.h^{-1}$
$h_6 = 2682{,}5\ kJ.kg^{-1}$

(12)

• Vers le sécheur - surchauffeur

même état (temp, pression) qu'en R_4 ce qui correspond dans le tableau à la vapeur à l'échappement de la turbine HP.

$D_{SS} = 4177{,}1\ t.h^{-1}$

$h_{SS} = 2562{,}8\ kJ.kg^{-1}$

D'où la puissance méca reçue

$P_{m\,reçue\,HP} = - P_{m\,fournie\,HP}$

$= D_{SS}h_{SS} + D_4h_4 + D_5h_5 + D_6h_6 - D_{THP}h_e.$

$P_{m\,fournie\,HP} = 0{,}301$ GW

→ Turbine BP :

Entrée : $D_{TBP} = 3704\ t.h^{-1}$:

$h_{e,BP} = 2970{,}4\ kJ.kg^{-1}$

Sorties : R_1, R_2, R_3, condenseur

13

R_1 : $D_1 = 134,2 \ t.h^{-1}$

$h_1 = 2777,8 \ kJ.kg^{-1}$

R_2 : $D_2 = 235,4 \ t.h^{-1}$

$h_2 = 2538,9 \ kJ.kg^{-1}$

R_3 : $D_3 = 281,4 \ t.h^{-1}$

$h_3 = 2731,5 \ kJ.kg^{-1}$

Condenseur : $D_{cond} = 3053 \ t.h^{-1}$

$h_{cond} = 2242,2 \ kJ.kg^{-1}$

$$P_{m \ fournie \ BP} = D_{GV} h_{GV} - D_1 h_1 - D_2 h_2 - D_3 h_3 - D_{cond} h_{cond}$$

$$P_{m \ fournie \ BP} = 0,687 \ GW$$

$$\underline{P_{m \ totale} = 0,687 + 0,301 = 0,988 \ GW}$$

$$\eta = \frac{P_{m \ totale}}{P_{th,GV}} = \underline{0,355}$$

14

Puissance disponible aux bornes de l'alternateur : 988 MW

Puissance mécanique réellement disponible 960 MW car il y a éventuellement des frottements sur l'arbre entre les turbines et l'alternateur.

 DOCUMENT RÉPONSE 1

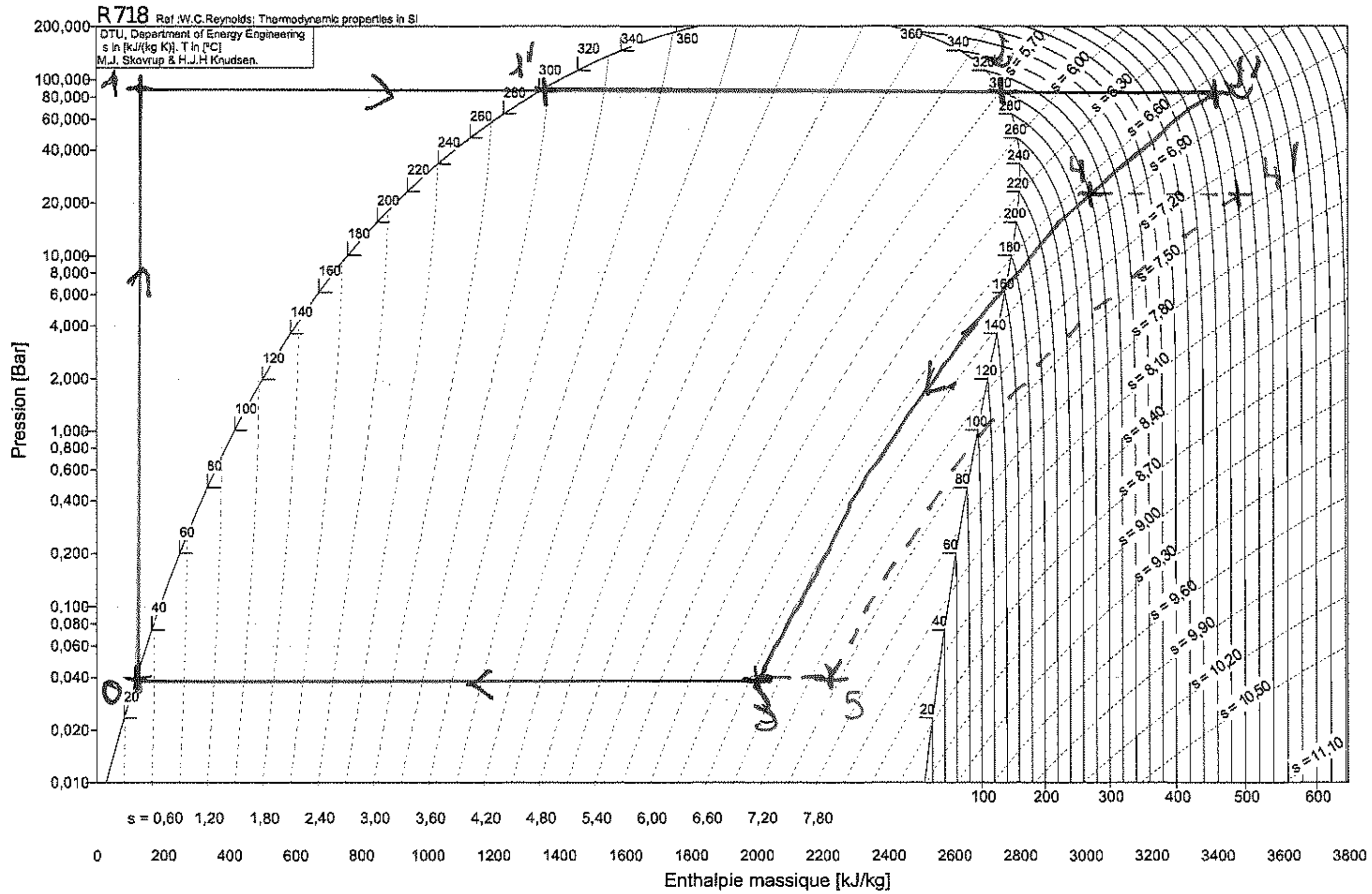


Diagramme des frigoristes.

La pression est exprimée en bar, l'entropie massique en $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$, l'enthalpie massique en $kJ \cdot kg^{-1}$ et la température en °C.