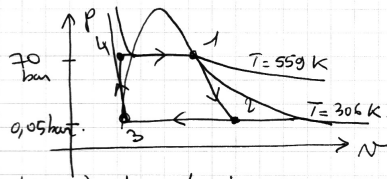


A.1.2.1]



(1) vapeur (juste) saturante à 559 K.

(2) on suit 1 isentrope de (1) à (2) pour atteindre 1 pression de 0,05 bar

(3) liquide saturant à la même pression 0,05 bar et 306 K.

(4) On doit faire 1 compression isentropique (quasi-verticale, puisque le fluide est incompressible)

A.1.2.2] Comme le rappelle l'énoncé: $h_{L+V(T)} = x h_{vap(T)} + (1-x) h_{liq(T)}$

Pour déterminer x_2 , on utilisera la seconde forme car: $s_{L+V} = s_1$ (isentropique)

$$s_{L+V} = s_{vap}(559 K)$$

$$x_2 = \frac{s_{vap}(559) - s_{liq}(306)}{s_{vap}(306) - s_{liq}(306)} = \frac{5,8162 - 0,4763}{8,3960 - 0,4763}$$

A.N: $x_2 = 0,67$ (67%) de vapeur.

On peut alors calculer h_2 :

$$h_2 = x_2 \cdot h_{vap}(306) + (1-x_2) \cdot h_{liq}(306)$$

$$h_2 = 0,67 \times 2561,6 + (1-0,67) \times 137,8$$

$$A.N: h_2 = 1727,2 + 44,9 = 1772,1 \text{ kJ/kg}$$

Et par application du bilan enthalpique en régime permanent sur la détente adiabatique dans la turbine: $dh = h_2 - h_1 = w_{iT}$

$$\text{soit: } w_{iT} = 1772,1 - 2773,5 = -1001,4 \text{ kJ/kg}$$

(on trouve bien 1 travail fourni par le fluide à la turbine et un ordre de grandeur très supérieur aux 7 kJ/kg obtenus lors du calcul sur la pompe)

Cette vapeur est certainement corrosive pour les pales de la turbine.

A.1.2.3] La température en fin de condensation est toujours de $T_3 = T_2 = 306 \text{ K}$ car l'équilibre liq-vap est toujours vérifié (liquide saturant). et $x_3 = 0$! 100% liq

En appliquant encore le bilan enthalpique en régime permanent dans le passage dans le condenseur (pas de pertes motrices $\Rightarrow w_c = 0$) donnera:

$$h_3 - h_2 = q_c + 0$$

$$A.N: q_c = 137,8 - 1772,1$$

$$q_c = -1634,6 \text{ kJ/kg}$$

Il s'agit bien d'une quantité de chaleur fournie à l'extérieur par le kg de fluide (signe négatif).

A.1.2.4] 1^{er} raisonnement dans le générateur de vapeur:

$$\text{Bilan enthalpique: } q_{ev} = h_1 - h_4$$

Si on utilise l'approximation proposée sur la pompe ($dh=0$)

$$\text{alors: } h_4 \approx h_3 \text{ et } q_{ev} \approx h_1 - h_3$$

$$A.N: q_{ev} \approx 2773,5 - 137,8$$

$$q_{ev} \approx 2640 \text{ kJ/kg} \quad (\pm 10 \text{ kJ/kg})$$

A.1.2.5] L'objectif étant la récupération de travail dans la turbine et le coût étant la quantité de chaleur reçue dans le générateur de vapeur:

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{-w_{iT}}{q_{ev}} = \frac{1001,4}{2640} \approx 38\%$$

(On devrait parler de COP).

Le rendement d'un moteur de CARNOT est obtenu en appliquant les 2 principes fondamentaux de la thermodynamique à 1 cycle réversible constitué de 2 isothermes et 2 adiabatiques réversibles.

$$1 \Rightarrow dU = 0 = Q + W = Q_c + Q_f + W$$

$$2 \Rightarrow ds = 0 = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + 0 \quad \text{car réversible} \Rightarrow \frac{Q_c}{Q_f} = \frac{-T_c}{T_f}$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{-W}{Q_c} = \frac{Q_f}{Q_c} \rightarrow \text{énergie utile} / \text{énergie consommée}$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = \frac{1 - \frac{T_c}{T_f}}{\frac{-T_c}{T_f}} = \frac{T_c - T_f}{T_c} = \frac{559 - 306}{559} = 0,45$$

(Echanges de chaleur réversibles dans CARNOT alors que 2-3 à pression constante et 4-1 à pression constante)

A.2] Circuit secondaire réel

A.2.1) détente supposée adiabatique réversible dans la turbine HP
 $\Rightarrow$ isentropique : $s_2 = s_1 = 5,8162 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 (par P2)

L'état est alors déterminé avec : $P_2 = 10 \text{ bar}$ $T_2 = 453 \text{ K}$

En appliquant la règle des moments (déjà montrée et utilisée en A.1.2.2) on obtient :

$$x_2 = \frac{5,8162 - 4,1382}{6,5828 - 4,1382} \stackrel{\text{A.N.}}{=} 0,8275 \approx 0,83 = 83\% \text{ vapeur}$$

Ce qui est nettement plus riche en vapeur que les 67% du premier modèle à 1 seule turbine.

Le calcul de h_2 se fait avec x_2 obtenu :

$$h_2 = x_2 h_{\text{vap}}(453) + (1-x_2) h_{\text{liq}}(453)$$

$$\text{A.N. : } h_2 = 0,8275 \times 2776,2 + 0,1725 \times 763,6$$

$$h_2 = 2428,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Par le bilan enthalpique en régime permanent appliqué à 1 kg de fluide traversant la turbine :

$$h_2 - h_1 = w_{\text{HP}} = 2428,9 - 2773,5 = -344,6 \text{ kJ/kg}$$

On utilise alors la conservation du débit massique en régime permanent pour écrire le débit massique de fluide au pt 2 :

$$\dot{m}(2) = \dot{m}(3) + \dot{m}(11) \Rightarrow \dot{m}(2) = 1500 - 100 = 1400 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Donc une puissance développée par la turbine HP de :

$$P_{\text{HP}} = -344,6 \times 1400 \approx -482500 \text{ kW} = -482,5 \text{ MW}$$

(négative car fournie à l'extérieur).

A.2.2] Conservation du débit massique (RP) : $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$

Bilan enthalpique au RP sur détendeur - séparateur :

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = 0 \quad \text{car adiabatique + absence de pertes mécaniques.}$$

$$\text{donc : } (\dot{m}_2 - \dot{m}_3) h_4 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = 0$$

$$\Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \frac{h_2 - h_4}{h_3 - h_4} \stackrel{\text{A.N.}}{=} x_2 \dot{m}_2 = 1158,1 \text{ kg/s}$$

$$\text{et } \dot{m}_4 = (1-x_2) \dot{m}_2 = 241,5 \text{ kg/s}$$

A.2.3] En prenant comme système tout le fluide contenu dans le réchauffeur, le bilan enthalpique en régime permanent donnera :

$$\dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} + \dot{m}_3 h_5 - \dot{m}_{\text{in}} h_1 - \dot{m}_3 h_3 = 0$$

$$h_{\text{in}} = h_1 + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{\text{in}}} (h_3 - h_5)$$

$$\text{A.N. : } h_{\text{in}} = 2773,5 + \frac{1158,1}{100} (2776,2 - 2943)$$

les données du tableau de valeurs.

$$h_{\text{in}} = 841,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

A.2.4] $P_{\text{RP}} = -963 \text{ MW}$ (car pour être cohérent (valeur négative car fournie à l'ext)).

$$w_{\text{TOP}} = \frac{P_{\text{RP}}}{\dot{m}_3} = \frac{-963000}{1158,1} = -831,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

x_6 sera obtenu en utilisant encore le caractère isentropique de la détente dans cette deuxième turbine.

$$x_6 = \frac{s_5 - s_{\text{liq}}(306)}{s_{\text{vap}}(306) - s_{\text{liq}}(306)} = \frac{6,9259 - 0,4763}{8,3960 - 0,4763}$$

$$x_6 = 0,814 = 81,4\% \text{ de vapeur.}$$

A.2.5] Le bilan enthalpique appliqué à 1 kg de fluide traversant le condenseur donne en RP : $h_7 - h_6 = q_{\text{ec}}$

$$\text{avec } h_6 = x_6 \times h_{\text{vap}}(306) + (1-x_6) h_{\text{liq}}(306)$$

$$h_7 = h_{\text{liq}}(306)$$

$$\text{donc } q_{\text{ec}} = x_6 (h_{\text{liq}}(306) - h_{\text{vap}}(306)) = 0,814 \times (137,8 - 2561,6)$$

(liquefaction de vapeur)

$$\text{A.N. : } q_{\text{ec}} = -1973,9 \text{ kJ/kg}$$

A.2.6] Si la transformation est adiabatique et si l'organe ne comporte pas de pertes mécaniques alors : $\dot{m}(\Delta h) = P_{\text{TH}} + P_{\text{C}} = 0$

L'enthalpie massique reste constante. Détente isenthalpique. (de Joule - Kelvin)

$\Rightarrow$ Éminemment IRREVERSIBLE !

A.2.7] $\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_4 h_1 - \dot{m}_3 h_8 - \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}} = 0$

$$h_4 = \frac{241,5 \times 762,6 + 1158,1 \times 137,8 + 100 \times 841,1}{1500}$$

$$h_4 = 285,3 \text{ kJ/kg}$$

(On a négligé le travail de la pompe d'extraction : $h_8 = h_7$).

Le détendeur a permis d'établir à 10 bar la pression p12 de telle façon que les mélanges se fassent de manière isobare dans le réchauffeur.

A.2.8) $q_{ev} = h_1 - h_{10}$ et sur cette pompe "alimentaire" on négligera également le travail fourni donc $h_{10} \approx h_9$.

$$q_{ev} \approx h_1 - h_9 = 2773,5 - 285,3 = 2488,2 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$\text{et } P_{ev} = \dot{m}_1 q_{ev} = 1500 \times 2488,2 = 3,73 \text{ W}$$

$$A.2.9) \eta_{cycl} = \frac{-P_{HP} - P_{AP}}{P_{ev}} = \frac{482,5 + 963}{3730} \approx 0,39.$$

très légèrement amélioré seulement! donc l'avantage semble être les pourcentages en vapeur + etres dans les turbines $\Rightarrow$ moins de corrosion sur les pales des turbine.
