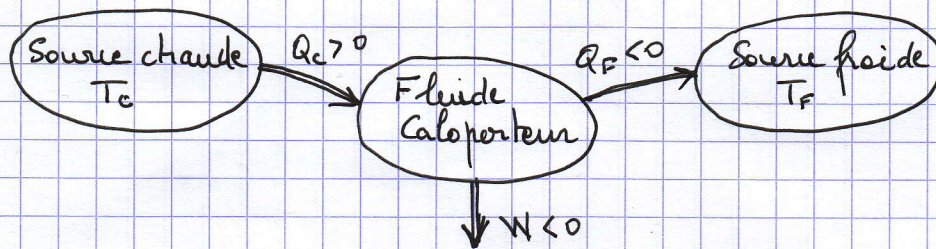


L'ENERGIE THERMIQUE DES MERS

(Centrale - Supélec - PC - 2024)

1.



2. Il s'agit d'un moteur ($W < 0$). Rendement de Carnot $\eta_c = 1 - \frac{T_F}{T_c}$

La faible valeur de η_c par rapport à des valeurs usuelles est due à l'écart modéré entre les températures des sources.

$$\eta_c = 0,070$$

3. La rentabilité de l'ETM est meilleure si le rendement est le plus élevé. La température des fonds marins évoluant peu au delà d'une profondeur de 1000 m, il faudra puiser au moins à cette profondeur.

4. Hypothèses :

- L'eau est un fluide supposé incompressible : $\rho \approx 10^3 \text{ kg.m}^{-3}$
- Le champ de pesanteur est supposé uniforme $g \approx 9,8 \text{ m.s}^{-2}$
- La mer est supposée à l'équilibre

Champ de pression : $P(z) + \rho g z = \text{cte} \rightarrow \underline{P(z) = P(0) + \rho g z}$
où z est la profondeur

$$\text{A } z = 1000 \text{ m : } \underline{P(1000) \approx 99 \text{ bar}} \\ P(0) = 1 \text{ bar}$$

5. Avantages :

- L'énergie thermique utilisée dans l'ETM est gratuite, abondante et renouvelable.
- Cette source thermique ne dégage a priori pas de CO_2 .

Inconvénients :

- Pression en profondeur exerce des contraintes importantes sur les installations
- Corrosion en milieu aqueux, salé, sous pression
- Le prélèvement de l'eau profonde est énergivore ce qui réduira le rendement global de l'ETM.

6. (Voir diagrammes ci-après)

Point critique : Etat (T_c, P_c) au delà duquel ($T > T_c$ et $P > P_c$) il n'existe qu'un seul état fluide : fluide surcritique ou hypercritique.

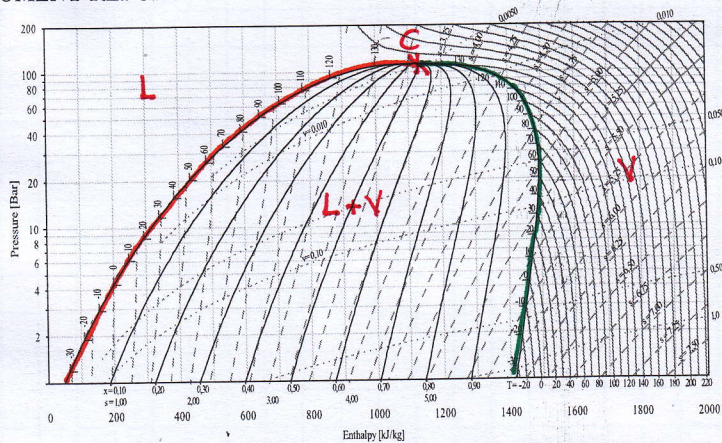


Diagramme de l'ammoniac (P, h). DTU, Department of Energy Engineering.
 s en $\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$, v en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, T en $^{\circ}\text{C}$, M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen (23-10-03).

— : courbe de rosée

— : courbe d'ébullition

DOCUMENT RÉPONSE 2

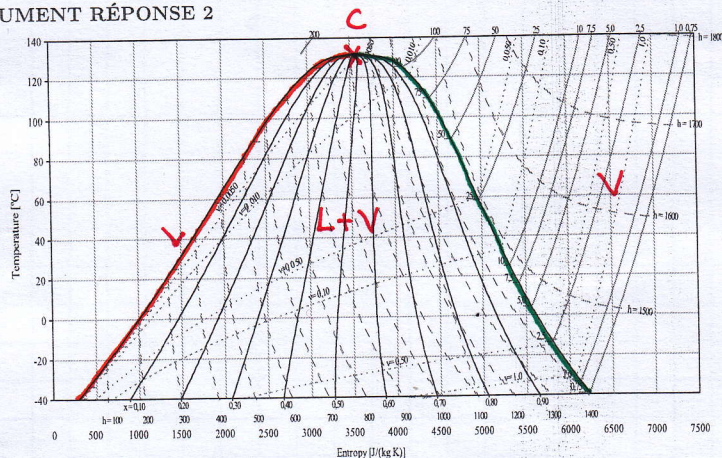


Diagramme de l'ammoniac (T, s). DTU, Department of Energy Engineering.
 h en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, v en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, p en bar, M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen (23-10-03).

C : Point critique
 $T_C = 130^{\circ}\text{C}$
 $P_C \approx 110 \text{ bar}$

7. Sur le diagramme (P, h), on lit les températures des isothermes qui coïncident avec les isobares 6 bar et 9 bar sous la courbe de saturation

$$T_{\text{vap,HP}} = 21,5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{vap,BP}} = 9^{\circ}\text{C}$$

8. Sur le diagramme (P, h), on lit la différence d'enthalpie massique entre les extrémités des isobares 6 bar et 9 bar sous la courbe de saturation

$$\Delta h_{\text{vap,HP}} = 1483 - 294 = 1189 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\Delta h_{\text{vap,BP}} = 1472 - 251 = 1221 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

9. C'est l'ammoniac en phase liquide qui est comprimé.
 Dans le cadre du modèle de phase condensée incompressible indilatable,
 $s = c \ln T + \text{cte}$, donc une isentrope est aussi une isotherme.

Or dans ce modèle idéal, $h = c T + \text{cte}$. Donc la compression isentropique est aussi quasiment isenthalpique. Elle est donc décrite dans le diagramme (P, h) par un segment vertical.

10. On lit sur le diagramme (T, s) : $T_2 = 21,7^\circ\text{C}$

$$\Delta_2 = 5363 \text{ J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

ou lit sur le diagramme (P, h) : $h_2 = 1483 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Au point 2', l'ammoniac est dans l'état vapeur sèche.

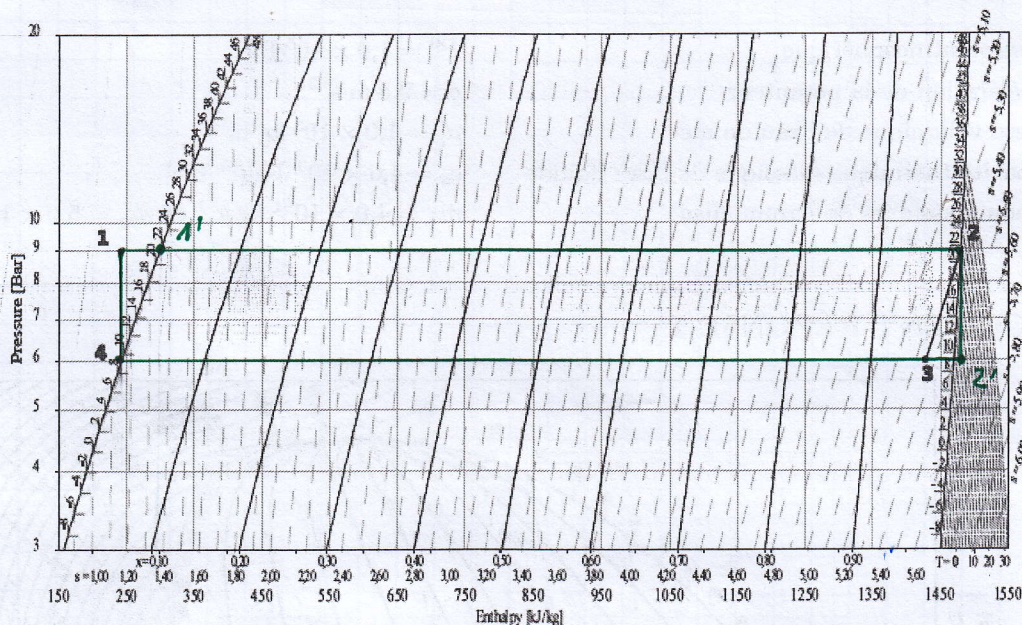
11. On lit sur le diagramme (T, s) = $T_3 = 9^\circ\text{C}$

$$\Delta_3 = \Delta_2 = 5363 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

$$h_3 = 1428 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

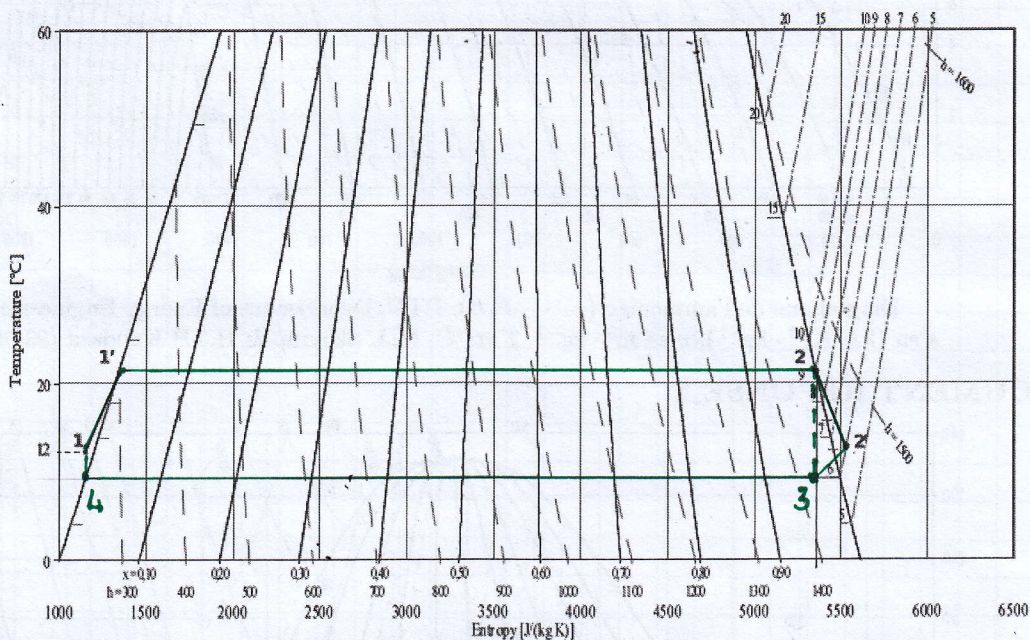
12.

DOCUMENT RÉPONSE 3



Agrandissement d'une partie du diagramme de l'ammoniac (P, h). DTU, Department of Energy Engineering, s en $(\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1})$, v en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, T en $^\circ\text{C}$, M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen (23-10-03).

DOCUMENT RÉPONSE 4



Agrandissement d'une partie du diagramme de l'ammoniac (T, s). DTU, Department of Energy Engineering, h en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, v en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, p en bar, M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen (23-10-03).

Point i	$T_i (^{\circ}\text{C})$	$P_i (\text{bar})$	x_i	$h_i (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	$s_i (\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1})$
1	12	9	0	240	1,15
1'	22	9	0	300	1,36
2	22	9	1	1483	5,36
2'	12	6	1	1483	5,51
3	9	6	0,65	1428	5,36
4	9	6	0	240	1,15

14. En adoptant le modèle du liquide incompressible - incompressible sur la transformation ① → ①'

$$c_a = \frac{h_{1'} - h_1}{T_{1'} - T_1} \quad c_a = 6,0 \cdot \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

15. Les températures de changement d'état dans les échangeurs sont très voisines des températures océaniques envisagées en introduction.
L'ammoniac présente l'avantage d'avoir une odeur forte caractéristique permettant de signaler une éventuelle fuite.

16. (cf cours)

$$17. \quad \dot{P}_{\text{th,ER}} = \dot{P}_{\text{th,EV}} = \dot{m}_n (h_2 - h_1) \quad \dot{P}_{\text{th,ER}} = \dot{P}_{\text{th,EV}} = 497 \text{ kW}$$

Le signe positif est en accord avec le caractère endothermique de l'évaporation.

$$18. \quad \dot{P}_{\text{th,ec}} = \dot{m}_e (h_6 - h_5) = \dot{m}_e c_e (T_6 - T_5)$$

$$19. \quad \text{L'échangeur double flux étant calorifugé} \quad \dot{P}_{\text{th,ec}} + \dot{P}_{\text{th,ER}} = 0$$

$$\rightarrow \dot{m}_e = -\dot{m}_n \frac{h_2 - h_1}{c_e (T_6 - T_5)} \quad \dot{m}_e = 83 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$20. \quad \text{Equation des machines pour WV2: } h_{2'} - h_2 = w_{h,\text{WV2}} + q_{\text{WV2}}$$

$q_{\text{WV2}} \approx 0$ pour une détente suffisamment rapide pour que les échanges thermiques n'aient pas le temps de se faire

$w_{h,\text{WV2}} = 0$ en l'absence de parties mobiles dans la vanne

Donc $h_{2'} - h_2 = 0$: Détente isenthalpique

21. Par conservation du débit massique en régime stationnaire:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad \dot{m}_3 = 0,45 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

22. $\dot{Q}_{c,r} = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) = -535 \text{ kW}$
 $\dot{Q}_{c,v} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) = -475 \text{ kW}$

Valeurs négatives en accord avec le caractère exothermique de la liquéfaction qui a lieu dans le condenseur

23. $\dot{Q}_{ef} = \dot{m}_e c_e (T_8 - T_7)$

Sous le condenseur double flux calorifugé $\dot{Q}_{ef} + \dot{Q}_{c,r} = 0$

$\Rightarrow T_8 = -\frac{\dot{Q}_{c,r}}{\dot{m}_e c_e} + T_7$ $T_8 = 6,6^\circ\text{C}$

24. $\dot{Q}_{T,v} = \dot{m}_1 (h_3 - h_2) = -22 \text{ kW} < 0$ car la détente est motrice dans la turbine.

25. $\dot{Q}_{p,r} = \dot{m}_3 (h_1 - h_4) \approx 0$

NB: En fait, $\dot{Q}_{p,r} = \dot{m}_{1,3} c_a (T_1 - T_4)$

$\dot{Q}_{p,v} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \approx 0$

$\dot{Q}_{p,r} = 8,1 \text{ kW}$

26. $\eta_v = \frac{\dot{Q}_{impéc}}{\dot{Q}_{outmax}} = \frac{-\dot{Q}_{T,v}}{\dot{Q}_{p,v}} = 3,1$ $\dot{Q}_{p,v} = 7,2 \text{ kW}$

27. La détente n'est en pratique pas isentropique, donc $\dot{Q}_{T,v}$ est surestimé.

