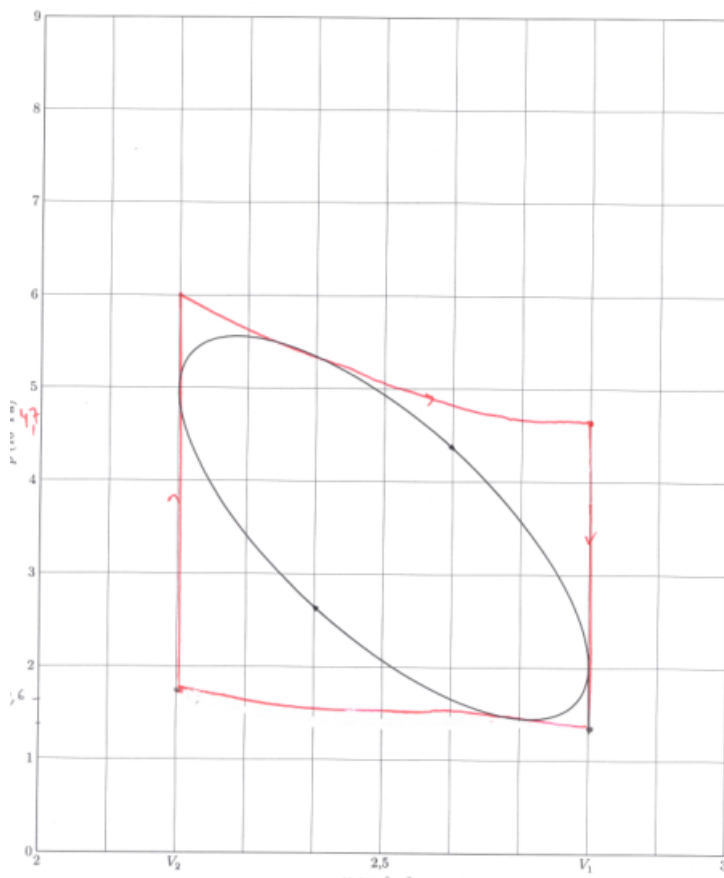


LE MOTEUR STIRLING

Q30. Ce cycle est moteur car il est décrit dans le sens horaire dans le diagramme de Clapeyron.

Q31. Le travail fourni par le moteur pendant un cycle correspond à l'aire du cycle. On peut estimer cette aire graphiquement en comptant le nombre de rectangles (~ 13) compris dans le cycle. Chaque rectangle correspond à une énergie : $10^5 \times 10^{-4} = 10$ J. On trouve donc : $W \simeq -13 \times 10 = -130$ J.

Q32.



Q33. Transformation isotherme, donc équilibre thermique atteint à tout moment ($T = T_{ext}$), donc équilibre mécanique ($P = P_{ext}$).

$$W_{12} = - \int P_{ext} dV = - \int P dV = -nRT_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = -nRT_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \Rightarrow \boxed{W_{12} = nRT_1 \ln(r) > 0}$$

Comme la transformation est isotherme, $\Delta U = 0$ donc $Q = -W$. On en déduit :

$$\boxed{Q_{12} = -nRT_1 \ln(r) < 0}$$

Q34. La transformation étant isochore : $W = 0$. Le premier principe donne :

$$\boxed{Q_{23} = \Delta U_{23} = \frac{nR}{\gamma - 1} (T_3 - T_1) > 0}$$

Q35. Par le même raisonnement qu'en Q33, on trouve :

$$\boxed{W_{34} = -nRT_3 \ln(r) < 0 \quad \text{et} \quad Q_{34} = nRT_3 \ln(r) > 0}$$

Q36. De même qu'en Q34, on trouve :

$$Q_{41} = \frac{nR}{\gamma - 1} (T_1 - T_3) < 0$$

Q37. On définit le rendement comme le rapport du travail du cycle sur la quantité de chaleur fournie par la source chaude. Ici, on écrit donc :

$$\eta = -\frac{W_{12} + W_{34}}{Q_{23} + Q_{34}} = \frac{(T_3 - T_1) \ln(r)}{\frac{T_3 - T_1}{\gamma - 1} + T_3 \ln(r)}$$

Q38. Le rendement de Carnot est le rendement maximal qu'il est possible de fournir avec un moteur ditherme fonctionnant entre une source chaude à la température T_3 et une source froide à la température T_1 . Son expression est donnée par :

$$\eta_c = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

Q39. Puisque la chaleur Q_{23} provient d'une récupération en interne, ce n'est pas une chaleur dépensée par la source chaude, par conséquent on ne doit pas la prendre en compte dans le calcul du rendement. Ce dernier s'exprime alors ainsi :

$$\eta = -\frac{W_{12} + W_{34}}{Q_{34}} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = \eta_c$$

Le rendement du cycle idéal est donc égal au rendement de Carnot.

Q40. Le rendement de Carnot, dans ces conditions, vaut donc $\eta_c = 63,5 \%$. Le rendement du moteur de Stirling réel vaut actuellement, d'après l'énoncé, la moitié du rendement de Carnot soit $\eta_r = 31,7 \%$. On en déduit que la source chaude fournit environ $\mathcal{P}_{th} = \frac{180}{0,317} = 570 \text{ W}$ aux moteurs de Stirling combinés.

Extrait de : 2022 CCS TSI – 11 questions

ÉTUDE D'UNE INSTALLATION NUCLÉAIRE REP

I.A.1.a. Soit le système constitué par le fluide en évolution cyclique du moteur ditherme. Notons W le travail reçu, Q_{ch} le transfert thermique reçu de la part de la source chaude et Q_{fr} le transfert thermique reçu de la part de la source froide au cours d'un cycle. Par application du premier principe sur un cycle au système, on a :

$$\Delta U = 0 = W + Q_{ch} + Q_{fr}$$

L'application du seconde principe sur un cycle au système fournit :

$$\Delta S = 0 = \frac{Q_{ch}}{T_{ch}} + \frac{Q_{fr}}{T_{fr}} + S_c \quad \text{avec : } S_c = 0$$

pour un cycle de Carnot.

L'expression du «rendement» pour un moteur est défini par :

$$\eta_c = \frac{-W}{Q_{ch}} = \frac{T_{ch} - T_{fr}}{T_{ch}}$$

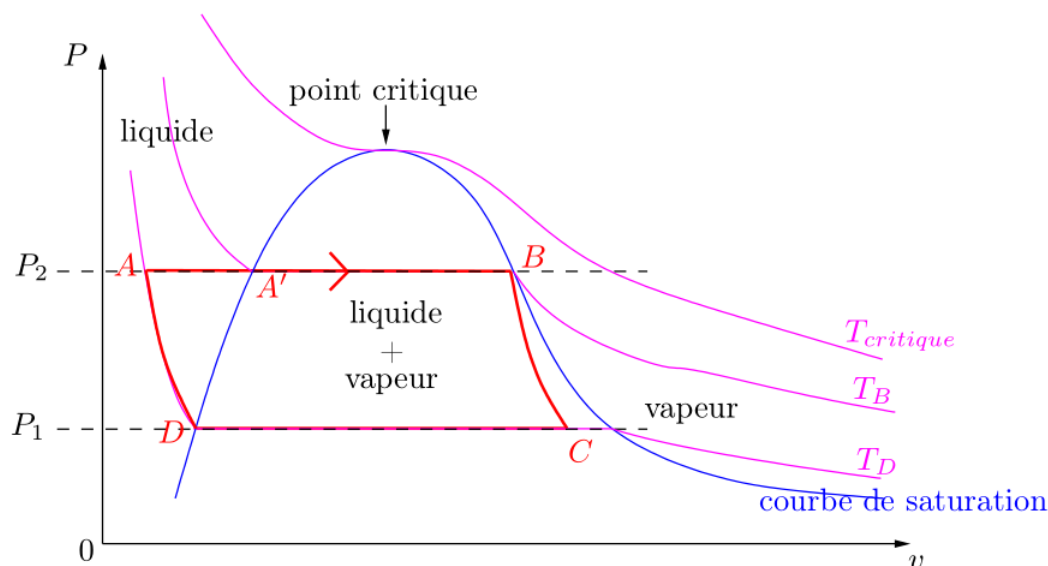
I.A.1.b. $\eta_c = 44,2 \%$

I.A.1.c. On a :

$$\eta_r = \frac{P_e}{P_t} = 32,3 \%$$

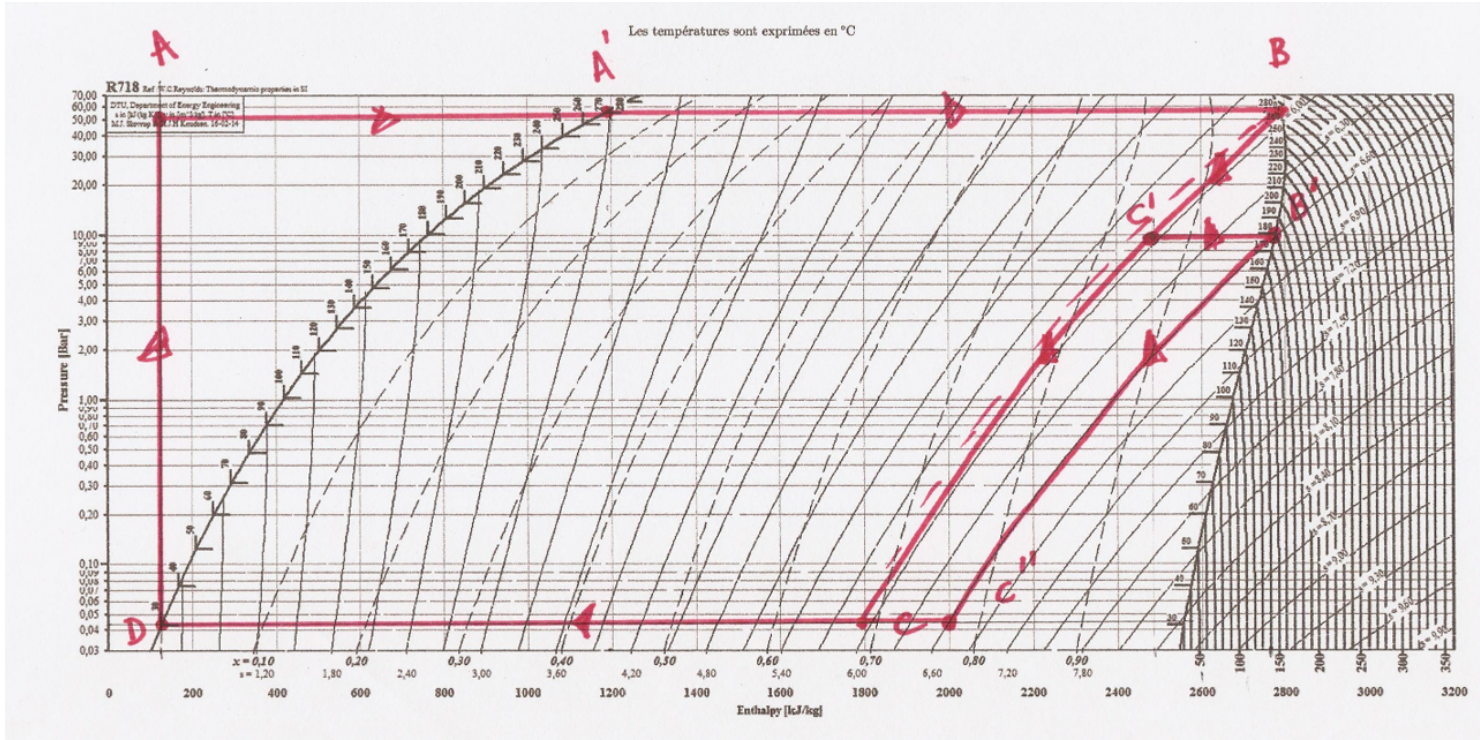
qui est bien inférieur au rendement de Carnot.

I.A.2.a. Tracé du cycle dans le diagramme de Clapeyron :



I.A.2.b. D'après les données en fin d'énoncé :

	P (bar)	θ (°C)	h (kJ · kg ⁻¹)	s (J · K ⁻¹ · kg ⁻¹)
A'	55	270	1190,10	2,9853
B	55	270	2788,46	5,9226
C	$4,3 \times 10^{-2}$	30	125,22	0,4348



I.A.2.d. Pour un fluide en écoulement stationnaire traversant une partie active où il reçoit par unité de masse un travail utile w_u et un transfert thermique q , le premier principe s'exprime sous la forme (en négligeant les variations d'énergies cinétique et potentielle)

$$\boxed{h_s - h_e = w_u + q}$$

où e et s désigne l'entrée et la sortie de la partie active.

I.A.2.e. L'évolution dans la turbine étant adiabatique, on a :

$$w_{\text{BC}} = h_{\text{C}} - h_{\text{B}} = -990 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

I.A.2.f. De A à A', l'évolution s'effectue sans travail utile, on a donc :

$$q_{AA'} = h_{A'} - h_A = c_p (T_{A'} - T_A) = 1000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

I.A.2.g. De A' à B, l'évolution s'effectue sans travail utile, on a donc :

$$q_{A'B} = h_B - h_{A'} = 1600 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

I.A.2.h. Le rendement du cycle de Rankine de l'installation s'exprime donc sous la forme :

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{-w_{\text{BC}}}{q_{\text{AA}'} + q_{\text{A}'\text{B}}} = 40 \%$$

qui est supérieur au rendement réel (comme on le verra le cycle réel n'est pas celui de Rankine mais une modification de ce dernier).

Le rendement de Carnot calculé avec les températures extrêmes du cycle de Rankine proposé est :

$$\eta_{\text{c,Rankine}} = 1 - \frac{T_{\text{D}}}{T_{\text{B}}} = 44 \%$$

qui est bien supérieur au rendement de Rankine.

I.A.2.i. À la fin de la détente dans la turbine, l'état de l'eau est décrit par le point C qui correspond à un mélange diphasé liquide-vapeur. Par lecture graphique, on a $x_C = 0,69$. L'eau étant partiellement liquide, cela peut entraîner la corrosion des pièces métalliques constituant la turbine.

I.A.3.a. Voir cycle plus haut, question I.A.2.c.

I.A.3.b. Graphiquement, $x_{C'} = 0,85$ et $x_{C''} = 0,77$ tous deux supérieurs à x_C . L'intérêt de la surchauffe est donc de limiter la fraction liquide de l'eau lors de la détente pour **limiter la corrosion de la turbine**.

I.A.3.c. Le nouveau rendement se calcule comme suit :

$$\eta_{\text{Rankine étagé}} = -\frac{w_{BC'} + w_{B'C''}}{q_{AB} + q_{C'B'}} = -\frac{h_{C'} - h_B + h_{C''} - h_{B'}}{h_B - h_A + h_{C'} - h_{B'}} = 38 \%$$

Le rendement pour le cycle de Rankine étagé est moindre que pour le cycle simple mais on limite les risques de corrosion.

Extrait de : 2016 CCS MP – 15 questions

CHOIX TECHNIQUES POUR UN PARC AQUATIQUE

Q14. Si l'on se place sur une ligne de courant d'un **écoulement incompressible** d'un **fluide parfait** en **régime stationnaire**, on a :

$$\Delta \left(\frac{P}{\rho} \pm gz + \frac{v^2}{2} \right) = w_u$$

Le signe $\pm$ dépend du sens de l'orientation de l'axe z (+ si axe vers le haut) ; w_u représente un travail utile massique.

Q15. On se place en régime stationnaire donc le débit massique est indépendant de la position : $D_m = \rho v S = cte$. Comme le fluide est incompressible, $\rho = cte$. Finalement, l'énoncé précise que la section S est constante. Donc la vitesse v sera la même en tout point du tuyau de refoulement.

Q16. On a :

$$v = \frac{D_v}{S} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Q17. On applique le théorème de Bernoulli entre le point D et le point F :

$$\frac{P_F}{\rho} + gz_F + \frac{v_F^2}{2} = \frac{P_D}{\rho} + gz_D + \frac{v_D^2}{2} \Rightarrow \boxed{P_F = P_D - \rho g L_2 = 3,0 \text{ bar}}$$

Q18. Les pertes de charge entre D et E, pour 30 m de canalisation, sont donc de $\Delta P_{DE}^* = 0,25 \text{ bar}$. On aura donc, pour les pertes de charges régulières entre E et F, pour 25 m de canalisation, sont donc de $\Delta P_{EF}^* = 0,25 \text{ bar}$. En négligeant les pertes de charges singulières dues au coude en E, on peut alors écrire :

$$\boxed{P'_F = P_F - \Delta P_{DE}^* - \Delta P_{EF}^* = 2,45 \text{ bar}}$$

Q19. $D_v = Sv$ s'exprime en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Une pression est homogène une énergie volumique : $\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$.

Donc $D_v \Delta P_{\text{pertes}}$: s'exprime en $\text{J} \cdot \text{s}^{-1} = \text{W}$. Il s'agit bien d'une puissance.

Q20. On note C un point sur la surface libre de la piscine. Théorème de Bernoulli généralisé entre C et G, en terme de puissance :

$$D_m \left(\frac{P_G - P_C}{\rho} + g(z_G - z_C) + \frac{v_G^2 - v_C^2}{2} \right) = \mathcal{P}_{\text{pompe}} + \mathcal{P}_{\text{pertes}} \quad \text{avec :} \quad \mathcal{P}_{\text{pertes}} = -D_m \frac{\Delta P_{\text{pertes}}}{\rho}$$

Ainsi,

$$\mathcal{P}_{\text{pompe}} = D_m \left(\frac{P_G - P_C + \Delta P_{\text{pertes}}}{\rho} + g(z_G - z_C) + \frac{v_G^2 - v_C^2}{2} \right)$$

Les deux points sont à la pression atmosphérique : $P_G = P_C$. On peut négliger la vitesse au niveau du point C : $v_C = 0$. Finalement, $D_m = \rho D_v$. Ainsi,

$$\boxed{\mathcal{P}_{\text{pompe}} = D_v \left(\Delta P_{\text{pertes}} + \rho g (L_2 - p) + \frac{v^2}{2} \right)}$$

Q21. On trouve bien : $\boxed{\mathcal{P}_{\text{pompe}} = 4,40 \text{ kW}}$

Q22. Compte tenu du rendement, le moteur de la pompe consommera :

$$\boxed{\mathcal{P}_{\text{elec}} = \frac{\mathcal{P}_{\text{pompe}}}{0,6} = 7,3 \text{ kW}}$$

Q23. On a donc :

$$HMT = \frac{\mathcal{P}_{\text{pompe}}}{\rho D_v g} = 44 \text{ mCE}$$

Ce qui correspond à 24 m de dénivelé et 20 m de pertes de charges.

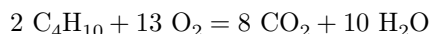
Q24. On repère le point de fonctionnement recherché soit une HMT de 44 mCE pour un débit de $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ce point de fonctionnement se rapproche de la courbe du diamètre 180 mm, on prendra donc un diamètre de 180 mm pour la pompe de remplacement.

Q25. Le régime de fonctionnement optimal de la pompe correspond à son meilleur rendement. Au point de fonctionnement retenu, le rendement de notre pompe sera d'un peu plus de 60 % comme on peut le voir sur l'annexe (remarque : c'est aussi la valeur proposée dans le sujet). Or on constate que le rendement maximal pour une pompe de ce diamètre est de 78,1 %. On n'est donc pas au régime de fonctionnement optimal.

Q26. On applique le premier principe sur toute l'eau du bassin :

$$\Delta H = Q \Rightarrow \rho V c_{\text{eau}} (\theta_f - \theta_i) = \mathcal{P} \times \Delta t \Rightarrow \Delta t = \frac{\rho V c_{\text{eau}} (\theta_f - \theta_i)}{\mathcal{P}} = 50\,400 \text{ s} = 14 \text{ h}$$

Q27. La combustion du butane en phase gaz s'écrit :



Q28. On a :

$$D_m = \frac{\mathcal{P}}{PC} = 2 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} = 120 \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}$$

Q29. Déterminons tout d'abord la quantité de matière de butane consommée par minute :

$$D_n = \frac{D_m}{M_{\text{C}_4\text{H}_{10}}}$$

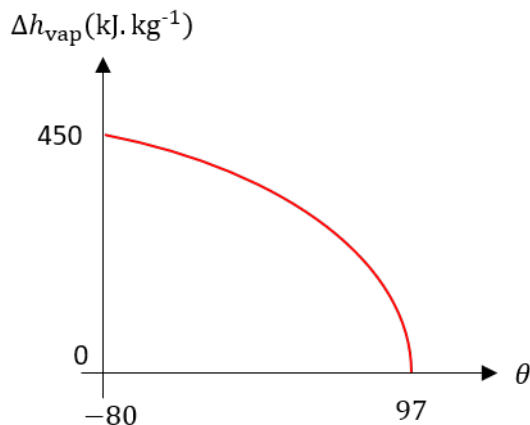
D'après la stœchiométrie de la réaction, on produit alors $4D_n$ moles de CO_2 par minute soit

$$D_m(\text{CO}_2) = \frac{4D_n M_{\text{CO}_2}}{M_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} = 350 \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}$$

Q30. Graphiquement :

$$\Delta h_{\text{vap}} = 578 - 200 = 378 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q31. On sait que $\Delta h_{\text{vap}}(\theta)$ est une fonction décroissante qui s'annule au point critique soit ici pour $\theta_c = 97^\circ \text{C}$, point au delà duquel il n'y a plus de différence entre liquide et vapeur et donc plus de vaporisation.



Q32.

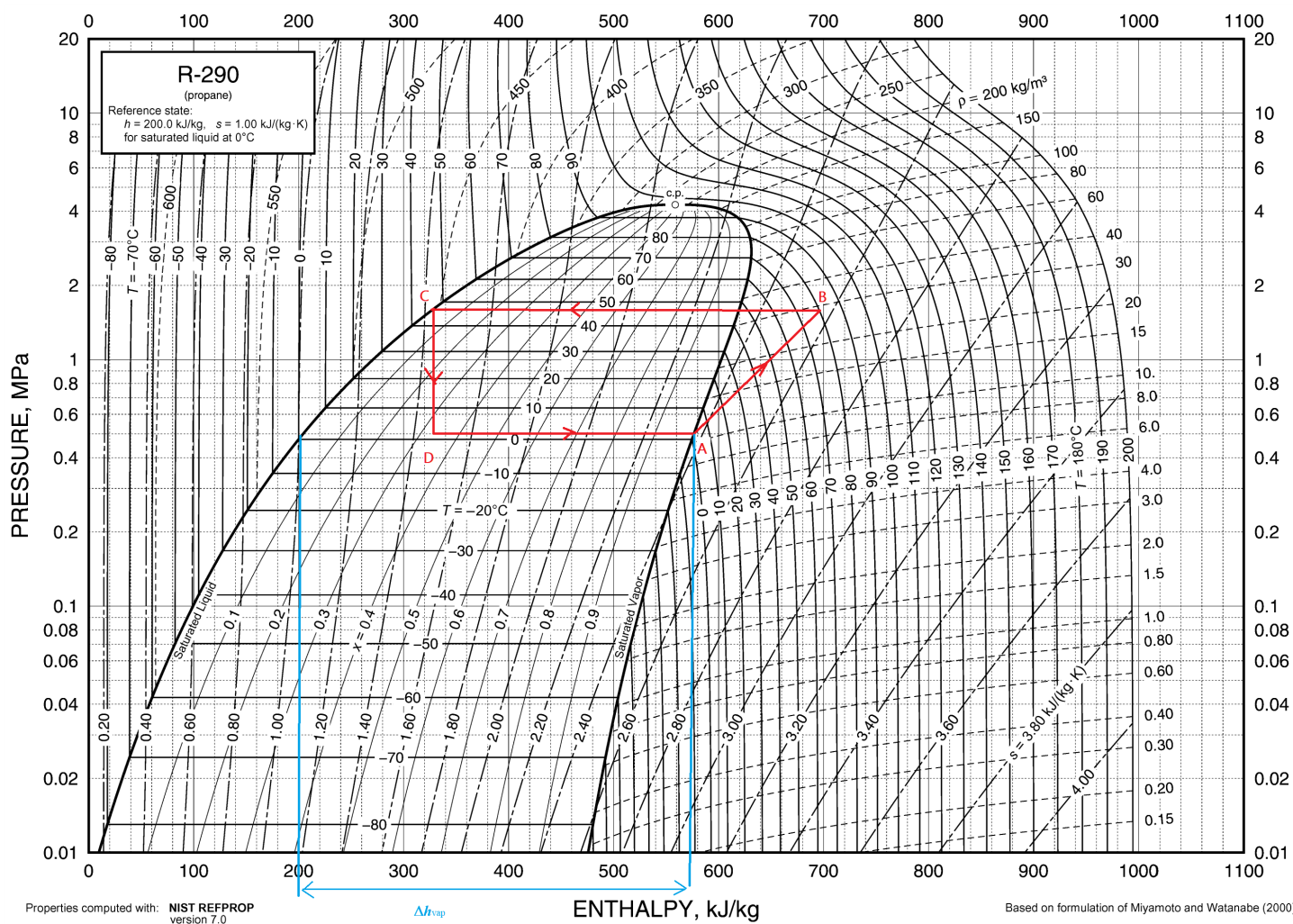


Fig. 21 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 290 (Propane)

Q33. Le point D correspond à un équilibre liquide-vapeur. En utilisant le théorème des moments (ou les courbes isotitres) on trouve $x_g \approx 0,33$

Q34. Le premier principe industriel s'écrit, en régime stationnaire : $\Delta(h + e_m) = w_u + q$. Ici, on supposera les vitesses d'écoulement suffisamment faibles pour pouvoir négliger Δe_c . De même, les dénivelés seront suffisamment faibles pour pouvoir considérer $\Delta e_p = 0$. Par hypothèse, la transformation AB est adiabatique donc $q = 0$ soit :

$$w_{AB} = h_B - h_A = 122 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q35. On fait de même pour la transformation BC pendant laquelle le fluide cède de la chaleur dans le condenseur. $w = 0$ car il n'y a pas de pièce mobile dans l'échangeur. On trouve :

$$q_{cond} = h_C - h_B = -363 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Q36. L'efficacité e est le rapport de la grandeur utile sur la grandeur coûteuse, soit ici :

$$e = \frac{-q_{cond}}{w_{AB}} = 3,0$$

Q37. On a :

$$\mathcal{P} = D_m \times |q_{cond}| \quad \Rightarrow \quad D_m = \frac{\mathcal{P}}{|q_{cond}|} = 0,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Q38. Une efficacité de 3 signifie que pour chaque Watt apporter par le compresseur, il y a un transfert de 3 W de chaleur vers la source chaude.

Ainsi, pour avoir une puissance thermique $\mathcal{P}$, il faut alors un compresseur consommant $\mathcal{P}_u$ telle que :

$$\mathcal{P}_u = \frac{\mathcal{P}}{e} = 33 \text{ kW}$$

Extrait de : 2025 CCINP TSI – 25 questions