

Corrigé du devoir d'entraînement de physique n° 1**▣ Problème 1**

A1. Premier principe appliqué à la sauce pendant la durée t_1 : $\Delta U = Q_{\text{ondes}}$ (en négligeant le travail des forces de pression) ou

$$\Delta H = Q_{\text{ondes}} \text{ (la transformation étant monobare), soit dans les deux cas } m_s c_e (\theta_1 - \theta_0) = \mathcal{P} t_1 \text{ d'où } t_1 = \frac{m_s c_e (\theta_1 - \theta_0)}{\mathcal{P}}. \text{ AN } t_1 = 34 \text{ s.}$$

Une puissance double permet d'aller deux fois plus vite, mais lorsque le chauffage est trop rapide il n'est pas homogène, certaines parties risquant d'être brûlées alors que d'autres sont encore tièdes ; un chauffage plus lent permet d'homogénéiser la température par transferts thermiques internes.

A2. Le four classique (électrique ou autre) est basé sur un transfert thermique par conduction (créé par effet Joule dans un four électrique). Le four à micro-ondes émet des ondes électromagnétiques dont la fréquence est celle de résonance des molécules d'eau, dont on augmente donc directement l'agitation thermique. On l'utilise pour les aliments car ils contiennent beaucoup d'eau, contrairement à des matériaux quelconques comme les métaux.

B1. Premier principe pour le système {eau, casserole} entre t et $t + dt$ (transformation monobare à P_a) : $dH = \delta Q_{\text{plaque}} + \delta Q_{\text{fuites}}$

$$\Leftrightarrow (m_e c_e + m_f c_f) dT = \mathcal{P}_e dt - k(T - T_0) dt \text{ d'où } \frac{dT}{dt} + \frac{k}{m_e c_e + m_f c_f} T = \frac{\mathcal{P}_e + k T_0}{m_e c_e + m_f c_f}. \text{ (Pour la suite, on note } C = m_e c_e + m_f c_f \text{.)}$$

B2. Solution : $T(t) = A \exp\left(-\frac{k}{C} t\right) + T_0 + \frac{\mathcal{P}_e}{k}$. CI : $T(0) = T_0 = A + T_0 + \frac{\mathcal{P}_e}{k}$ d'où $A = -\frac{\mathcal{P}_e}{k}$, soit $T(t) = \frac{\mathcal{P}_e}{k} \left[1 - \exp\left(-\frac{k}{C} t\right)\right] + T_0$. Valeur

asymptotique pour $t \rightarrow \infty$: $T_{\text{lim}} = T_0 + \frac{\mathcal{P}_e}{k}$. AN $T_{\text{lim}} = 590 \text{ K}$ (soit 320°C). Mais en réalité, l'étude précédente n'est valable que tant que

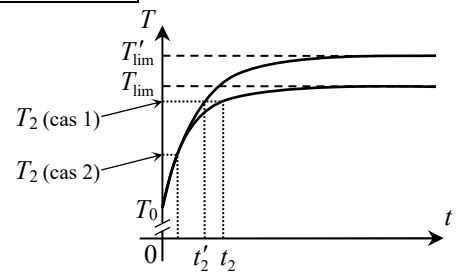
l'eau reste liquide, donc jusqu'à la température $T_2 = 373 \text{ K}$, qui est atteinte à $t_2 = -\frac{C}{k} \ln\left(1 - \frac{k}{\mathcal{P}_e} (T_2 - T_0)\right)$. AN $t_2 = 530 \text{ s} = 8 \text{ min } 50 \text{ s}$.

B3. Le couvercle permet de diminuer les fuites thermiques en diminuant le paramètre k . Cela augmente la valeur de T_{lim} , mais ne change pas la pente initiale de la courbe

$$\left[\left(\frac{dT}{dt}\right)_0 = \frac{\mathcal{P}_e}{m_e c_e + m_f c_f}\right]. \text{ On obtient donc les allures ci-contre pour deux valeurs}$$

différentes (k sans couvercle et k' avec couvercle).

Si la température T_2 est proche de la valeur asymptotique T_{lim} (cas 1 ci-contre), la diminution de k permet effectivement de diminuer la durée de chauffage t_2 . En revanche, si T_2 est nettement plus faible que T_{lim} (cas 2), l'ajout du couvercle ne change presque rien car sur cette durée relativement courte les deux courbes sont pratiquement confondues.



B4. Pendant la vaporisation la température reste constante à T_2 , seule l'enthalpie de la masse δm d'eau qui se vaporise est modifiée. Premier principe pour le système {casserole et son contenu} entre t et $t + dt$: $dH = \delta Q_{\text{plaque}} + \delta Q_{\text{fuites}} \Leftrightarrow \delta m \ell_{\text{vap}} = \mathcal{P}_e dt - k(T_2 - T_0) dt$

d'où $\delta m = \frac{\mathcal{P}_e - k(T_2 - T_0)}{\ell_{\text{vap}}} dt$. Bilan de masse : $m(t + dt) - m(t) = -\delta m = -\frac{\mathcal{P}_e - k(T_2 - T_0)}{\ell_{\text{vap}}} dt$ soit $\frac{dm}{dt} = -\frac{\mathcal{P}_e - k(T_2 - T_0)}{\ell_{\text{vap}}} = \text{cte}$. La masse

diminue donc de façon affine : $m(t) = m_e - \frac{\mathcal{P}_e - k(T_2 - T_0)}{\ell_{\text{vap}}} \times t$. L'eau serait entièrement vaporisée à $t_3 = \frac{m_e \ell_{\text{vap}}}{\mathcal{P}_e - k(T_2 - T_0)}$.

AN $t_3 = 4100 \text{ s} = 1 \text{ h } 8 \text{ min}$.

C1. Premier principe pour le contenu du verre, subissant une transformation monobare adiabatique : $\Delta H_{\text{totale}} = 0 \Leftrightarrow \Delta H_{\text{glace}} + \Delta H_{\text{eau}} = 0$.

Or il y a trois hypothèses possibles sur les phases présentes à l'état final : soit toute la glace a fondu (état final entièrement liquide), soit une partie seulement a fondu (état final diphasé), soit c'est toute la boisson qui a gelé (état final entièrement solide).

Supposons qu'à l'état final tout est liquide à une température θ_f : l'eau liquide est donc passée de θ_0 à θ_f , tandis que la glace s'est réchauffée (à l'état solide) de θ_g à θ_{fus} , puis a entièrement fondu à θ_{fus} , et enfin s'est réchauffée (à l'état liquide) de θ_{fus} à θ_f .

Donc $m_b c_e (\theta_f - \theta_0) + m_g c_g (\theta_{\text{fus}} - \theta_g) + m_g \ell_{\text{fus}} + m_g c_e (\theta_f - \theta_{\text{fus}}) = 0$ d'où $\theta_f = \frac{c_e (m_b \theta_0 + m_g \theta_{\text{fus}}) - m_g \ell_{\text{fus}} - m_g c_g (\theta_{\text{fus}} - \theta_g)}{(m_b + m_g) c_e}$. AN $\theta_f = 14^\circ \text{C}$.

On a trouvé $\theta_f > \theta_{\text{fus}}$ donc cette hypothèse est la bonne.

▣ Problème 2

1.1) Un détendeur isenthalpique est constitué d'un simple tuyau rigide et calorifugé, avec un rétrécissement ou une paroi poreuse à l'intérieur : il s'agit d'une détente de Joule-Thomson (ou de Joule-Kelvin).

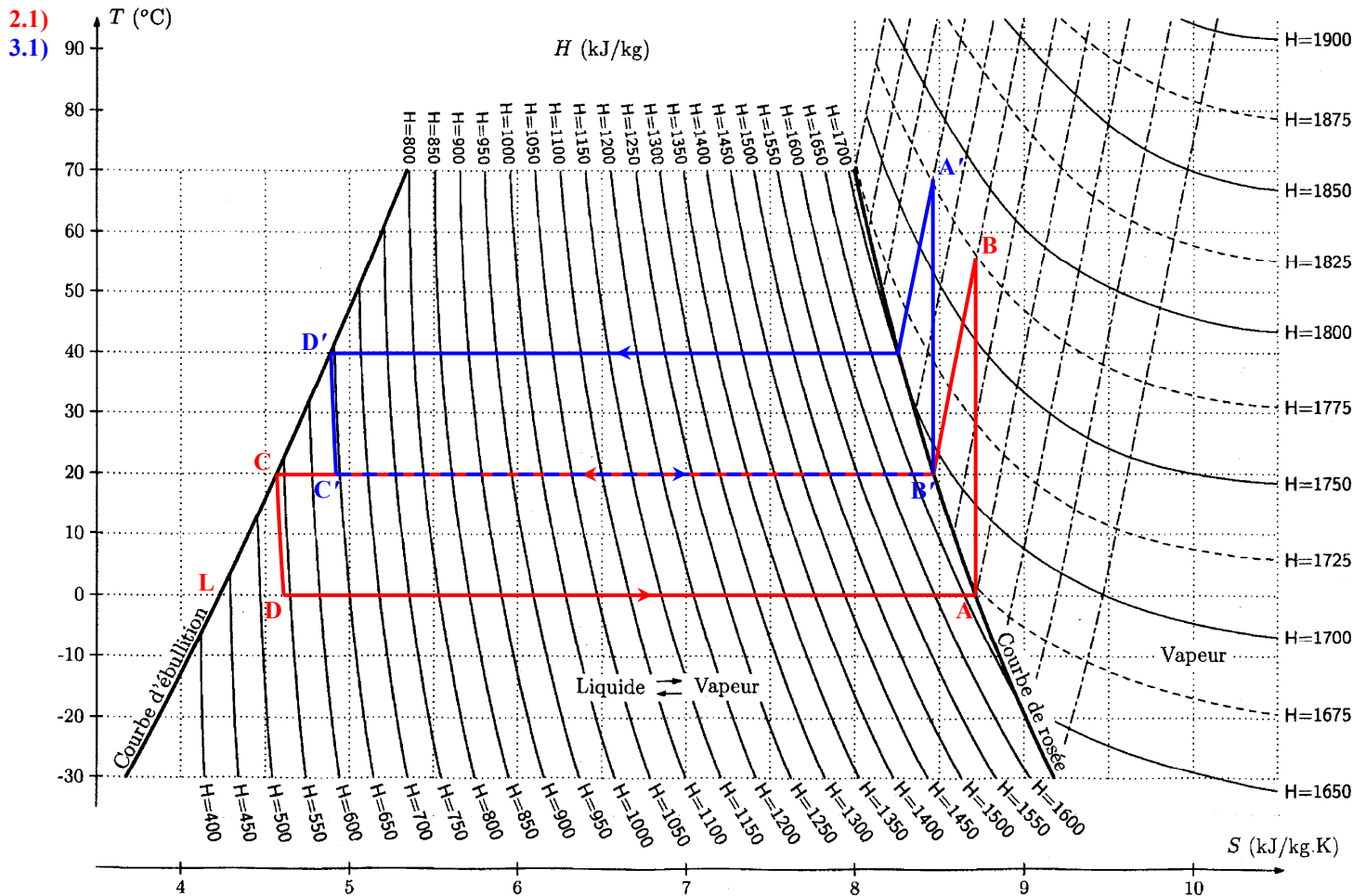
1.2) On passe de u à h lorsqu'on fait passer le travail « inutile » (entre les tranches successives du fluide) au premier membre ; le travail restant au second membre est uniquement le travail utile, échangé avec les pièces mécaniques mobiles de la machine.

1.3) La transformation dans le compresseur étant adiabatique, si on suppose de plus qu'elle est réversible (ce qui n'est pas précisé dans

l'énoncé), on peut appliquer la loi de Laplace : $T^\gamma P^{1-\gamma} = \text{cte}$ donc $T_s^\gamma P_s^{1-\gamma} = T_e^\gamma P_e^{1-\gamma}$ d'où on tire $\frac{T_s}{T_e} = \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{1-\frac{1}{\gamma}}$.

1.4) L'enthalpie de vaporisation est $L_{\text{vap}}(T) = h_{\text{vapeur}}(T) - h_{\text{liquide}}(T)$ mais aussi $L_{\text{vap}}(T) = T[s_{\text{vapeur}}(T) - s_{\text{liquide}}(T)]$. On a donc quatre manières de la calculer : sur le premier graphe, en lisant les abscisses des extrémités de chaque palier (et en appliquant la seconde

formule), ou bien en lisant les enthalpies sur les courbes isenthalpes (et en appliquant la première formule) ; sur le second graphe, en lisant les abscisses (première formule), ou en lisant les entropies sur les courbes isentropes (seconde formule), la température étant repérée avec les isothermes (mais en fait les isentropes s'arrêtent avant la courbe d'ébullition sur le graphe fourni, donc cette méthode est inapplicable ici). On trouve approximativement : $L_{\text{vap}}(0^\circ\text{C}) = 1240 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $L_{\text{vap}}(20^\circ\text{C}) = 1150 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $L_{\text{vap}}(40^\circ\text{C}) = 1060 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.



À la sortie du compresseur, on lit $T_B = 56^\circ\text{C}$.

2.2) Compresseur : $w = h_B - h_A = 1775 - 1670 = +105 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Échangeur E_1 : $q_c = h_C - h_B = 540 - 1775 = -1235 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Échangeur E_2 : $q_f = h_A - h_D = h_A - h_C = 1670 - 540 = +1130 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

2.3) Le transfert souhaité est $q_c (< 0)$, le transfert dépensé est $w (> 0)$, donc $\eta = -\frac{q_c}{w}$. AN $\eta = 12$.

Par rapport à un chauffage par chaudière électrique, qui transforme 1 J de travail en 1 J de chaleur, ce système (pompe à chaleur) est 12 fois plus intéressant en termes de consommation énergétique (avec 1 J de travail il donne 12 J de chaleur).

Avec un cycle de Carnot, réversible, on obtient l'efficacité maximale : $\eta_{\text{max}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = \frac{T_0}{T_0 - T_1} = 14,6$. Le cycle de Carnot comporte deux isothermes (l'une est ici remplacée par une isobare) et deux isentropiques (l'une est ici remplacée par une isenthalpique)

2.4) On peut calculer X_D avec les enthalpies, les entropies ou les longueurs : $X_D = \frac{h_D - h_L}{h_A - h_L} = \frac{s_D - s_L}{s_A - s_L} = \frac{LD}{LA} = 0,082$ (ou 8,2 %).

2.5) D'après la loi de Laplace : $\gamma = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_s/T_c)}{\ln(P_s/P_c)}}$. AN $\gamma = 1,4$. (En fait le modèle du gaz parfait n'est pas valable dans cette zone, car les isenthalpes du diagramme (T,s) ne sont pas du tout horizontales, de même les isothermes du diagramme (P,h) ne sont pas verticales).

3.1) À la sortie du compresseur, on lit $T_{A'} = 68^\circ\text{C}$.

3.2) Compresseur : $w = h_{A'} - h_{B'} = 1775 - 1690 = +85 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Échangeur E_1 : $q'_1 = h_{B'} - h_{C'} = 1690 - 640 = +1050 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Échangeur E_2 : $q'_2 = h_{D'} - h_{A'} = h_{C'} - h_{A'} = 640 - 1775 = -1135 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

3.3) Le transfert souhaité est ici $q'_1 (> 0)$, le transfert dépensé est $w (> 0)$, donc $\eta' = \frac{q'_1}{w}$. AN $\eta' = 12$.

R717

Ref. R. Döring, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978

DTU, Department of Energy Engineering
Energy Systems, Refrigeration
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen, 99-10-25

Pressure [Bar]

Enthalpy [kJ/kg]

