

Le sujet comporte quatre parties indépendantes.

Merci de suivre les conseils suivants :

- laisser un espace en début de copie pour la note et les commentaires;
- laisser une marge à chaque page pour les commentaires et décompte des points;
- respecter et indiquer la numérotation des questions;
- souligner ou encadrer les résultats.

Partie I — Aspects aérodynamiques d'une automobile

La figure 1 montre l'allure des lignes de courant obtenues en soufflerie pour deux véhicules, l'un de type berline (semi-fastback) et l'autre correspondant à la version à hayon généralement dénommée break ou SW (hatchback). Les sections de référence et les coefficients aérodynamiques de ces deux véhicules sont un peu différents. L'écoulement de l'air est supposé incompressible.



FIGURE 1 – Essais en soufflerie

On rappelle l'expression de la force de traînée

$$F_x = \frac{C_x \rho_0 S V^2}{2}$$

où $\rho_0 = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ est la masse volumique de l'air, V la vitesse relative de l'air par rapport à l'obstacle, C_x le coefficient aérodynamique de traînée de l'obstacle et S la section de référence de l'obstacle à l'écoulement.

❑ 1 — Préciser les zones d'écoulement laminaire et turbulent. Quels sont les facteurs qui influencent le coefficient aérodynamique C_x ?

On considère une automobile de masse $m = 1300 \text{ kg}$, de coefficient aérodynamique $C_X = 0,33$, de section de référence $S = 2,5 \text{ m}^2$ et dont le moteur développe une puissance $P = 62,5 \text{ kW}$.

❑ 2 — En négligeant dans cette question les frottements entre les pneumatiques et la route et en supposant l'air environnant au repos dans le référentiel terrestre, exprimer la vitesse maximale de l'automobile en fonction de tout ou partie des données précitées, puis en donner une valeur numérique en $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$.

❑ 3 — Sur route ou autoroute, à vitesse stabilisée, la consommation en carburant, exprimée en litres pour 100 km parcourus, augmente en V^x . Déterminer l'exposant x .



FIGURE 2 – Aileron arrière

Pour améliorer la tenue de route certaines voitures sportives sont équipées d'un aileron pour renforcer l'appui arrière (figure 2). On se propose ici de quantifier son influence.

L'air est assimilé à un fluide parfait. Son écoulement, dans le référentiel de la voiture, est supposé stationnaire, et incompressible. L'effet de la pesanteur sur l'air est négligé.

L'aileron, incliné vers le haut d'un angle non orienté $\beta \in [0, \frac{\pi}{2}]$ par rapport à la route, dévie l'air qui s'écoule tangentiellement à la partie arrière du véhicule qui est inclinée vers le bas d'un angle non orienté $\alpha \in [0, \frac{\pi}{2}]$ par rapport à la route.

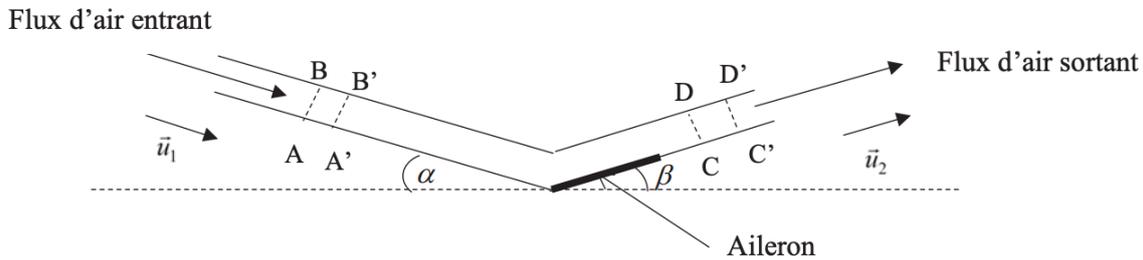


FIGURE 3 – Écoulement de l'air dans un tube de courant

On note S_e la section transverse de l'écoulement de l'air dévié par l'aileron. Cette section est supposée constante le long du tube de courant décrit sur la figure 3.

On note respectivement $\vec{v}_1 = v_1 \vec{u}_1$ et $\vec{v}_2 = v_2 \vec{u}_2$ les vitesses des écoulements d'air entrant et sortant du tube de courant, où \vec{u}_1 et \vec{u}_2 sont des vecteurs unitaires.

On considère le système fermé, constitué par l'air compris entre les sections AB et CD à la date t , et de l'air compris entre les sections $A'B'$ et $C'D'$ à la date $t + dt$.

□ 4 — On note dm_1 la masse qui traverse la section AB entre t et $t + dt$ et dm_2 la masse qui traverse la section CD entre t et $t + dt$

Comparer dm_1 et dm_2 , ainsi que v_1 et v_2 .

□ 5 — En effectuant un bilan de quantité de mouvement sur le système fermé défini précédemment, déterminer la force exercée sur le tube de courant en fonction de ρ_0 , v_1 , S_e , \vec{v}_1 et \vec{v}_2 .

□ 6 — On admet que la force $\vec{F}_{\text{air} \rightarrow \text{véhicule}}$ exercée par l'air sur le véhicule en mouvement est l'opposée de celle exercée sur le tube de courant. En déduire la composante perpendiculaire à la route de la force exercée par l'air sur le véhicule en fonction de ρ_0 , v_1 , S_e , α et β .

Discuter du sens de cette composante.

Partie II — Déversoir de pâte

Le but d'un déversoir de pâte est de faire couler dans une poêle un volume de pâte à pancakes constant de manière automatisée. Trois options sont possibles pour sa réalisation : par électroaimant, par motorisation, par motorisation avec réservoir. La dernière solution sera retenue ; elle permet d'ailleurs de prévoir un déversoir de sirop d'érable fonctionnant sur le même actionneur (voir figure 1). On cherche à déterminer le temps de coulée de la pâte en fonction des différents paramètres du réservoir et du fluide afin de connaître la durée pendant laquelle l'actionneur doit laisser s'écouler la pâte.

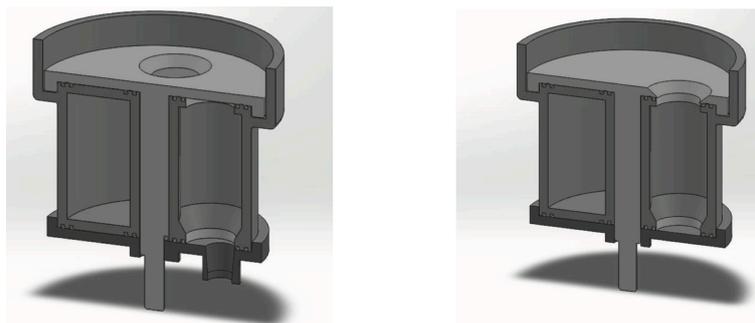


FIGURE 1 – Déversoir par motorisation avec réservoir : principe de fonctionnement

1 — Modèle parfait

On modélise le réservoir par un cylindre de rayon R_1 , rempli de pâte sur une hauteur h_0 à l'instant initial, baignant dans l'air atmosphérique à la pression P_0 . En ouvrant le réservoir en son fond à l'instant $t = 0$, la pâte s'écoule à l'air libre à travers une section cylindrique de rayon R_2 ; $h_p(t)$ désigne la hauteur de pâte encore présente dans le réservoir à l'instant t . On note ρ la masse volumique de la pâte et \vec{g} l'accélération de la pesanteur.

Dans une première approche, on néglige toute dissipation d'énergie au sein de l'écoulement de pâte. On propose alors d'utiliser la relation de Bernoulli entre les points 1 et 2 de la ligne de courant représentée sur la figure 2.

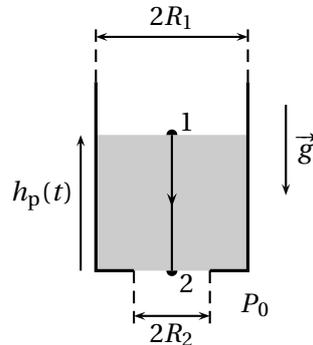


FIGURE 2 – Vidange du réservoir : notations utilisées

- 1 — Rappeler la relation de Bernoulli, ainsi que ses conditions d'application. On supposera ces conditions remplies dans le cadre de ce premier modèle.
- 2 — L'écoulement étant supposé incompressible, trouver une relation liant les vitesses $v_1(t)$ et $v_2(t)$ de la pâte à l'instant t au niveau des sections de rayons respectifs R_1 et R_2 .
- 3 — Déterminer une expression de $v_2(t)$ en fonction de g , $h_p(t)$, R_1 et R_2 uniquement.
- 4 — En identifiant $v_1(t)$ à $-\frac{dh_p}{dt}$, déduire de la question précédente une équation différentielle régissant l'évolution de $h_p(t)$.
- 5 — Résoudre cette équation différentielle par séparation des variables, puis montrer que la durée totale de vidange du réservoir s'exprime par

$$\tau_p = \sqrt{\frac{2h_0}{g} \left[\left(\frac{R_1}{R_2} \right)^4 - 1 \right]}.$$

- 6 — Calculer numériquement τ_p . On trouve un temps de vidange expérimental $\tau_{\text{exp}} = 1,5$ s. Qu'en pensez-vous?

2 — Le modèle visqueux

On propose un deuxième modèle tenant compte des effets visqueux. On note η la viscosité dynamique de la pâte. Pour simplifier la modélisation, on assimile le réservoir à un cylindre de rayon R_1 , ce qui revient à négliger l'effet du rétrécissement de section de section de R_1 à R_2 . La dissipation d'énergie au sein de l'écoulement de pâte s'accompagne d'un terme de perte de charge régulière le long de la hauteur de pâte $h_v(t)$ à l'instant t , homogène à une pression et donné par la loi de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P_c = \Lambda \frac{\rho v_m^2}{2} \frac{h_v(t)}{d} \quad \text{avec} \quad \Lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Dans cette expression, $v_m = -\frac{dh_v}{dt}$ représente la vitesse débitante (ou vitesse moyenne) de l'écoulement dans le réservoir, $d = 2R_1$ le diamètre du réservoir et Re le nombre de Reynolds.

On a $h_v(t = 0) = h_0$.

- 7 — Évaluer l'ordre de grandeur de v_m en utilisant le temps τ_{exp} donné à la question 6. Rappeler la définition du nombre de Reynolds en fonction de ρ , v_m , η et d , puis estimer sa valeur pour l'écoulement étudié. L'expression de Λ proposée étant valable dans la limite $\text{Re} < 2 \times 10^3$, vérifier la validité de cette formule.
- 8 — Appliquer la relation de Bernoulli généralisée en tenant compte de cette perte de charge entre les points 1 et 2 (voir figure 2) et obtenir une expression de $\frac{dh_v}{dt}$ en fonction de ρ , g , R_1 et η . On rappelle que l'on néglige l'effet du rétrécissement.

- 9 — Déterminer la loi d'évolution $h_v(t)$. En déduire la durée totale de vidange du réservoir τ_v .
- 10 — Calculer numériquement τ_v et comparer à la valeur expérimentale de la question 6. Comment pourrait-on encore affiner la modélisation ?

Donnée

accélération de la pesanteur :	$g = 9,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
dimensions du réservoir :	$R_1 = 1,0 \text{ cm}; R_2 = 0,70 \text{ cm}$
hauteur initiale de pâte :	$h_0 = 6,0 \text{ cm}$
masse volumique de la pâte :	$\rho = 1,1 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
viscosité dynamique de la pâte :	$\eta = 3,0 \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Partie III — Prévention de la corrosion (extrait)

Aucune connaissance sur la corrosion n'est nécessaire pour traiter cette partie.

Depuis la fin des années 1960, la société néerlandaise Datawell développe des bouées houlographes commercialisées sous le nom de Waverider. Flottant à la surface de la mer, une telle bouée se déplace au gré des vagues de sorte qu'en enregistrant son mouvement, on accède aux caractéristiques de la houle.

La coque des bouées Waverider est faite d'acier AISI 316, un alliage de fer, de carbone (moins de 1 %) et de chrome. L'oxydation du chrome permet la formation d'une couche superficielle de passivation et rend en principe l'acier « inoxydable », donc apte à demeurer longtemps en milieu marin. Cependant, la présence d'ions chlorures entraîne une dégradation locale de la couche de passivation, déclenchant irrémédiablement la corrosion du fer.

3 — Thermodynamique de la corrosion du fer

La figure A du document réponse est un diagramme potentiel-pH du fer tracé pour la concentration des espèces dissoutes $C_{\text{tra}} = 1,0 \times 10^{-6} \text{ molL}^{-1}$. Les espèces prises en compte sont Fe(s), FeOOH(s), Fe(OH)₂(s), Fe²⁺(aq), Fe³⁺(aq) et HFeO₂⁻(aq). Les frontières associées aux couples d'oxydoréduction de l'eau ont été superposées en pointillés gris.

- 1 — Compléter ce diagramme potentiel-pH en attribuant à chaque domaine une espèce contenant Fe.
- 2 — À partir du diagramme, déterminer le potentiel standard du couple Fe²⁺(aq)/Fe(s) et le pK_s de Fe(OH)₂(s).
- 3 — Sans utiliser le diagramme, déterminer la pente de la frontière séparant Fe²⁺ et FeOOH(s).
- 4 — À partir du diagramme, écrire la réaction se produisant quand une pièce de fer est laissée à l'abandon dans une solution aqueuse saturée en dioxygène et dont le pH vaut 7.

4 — Cinétique de la corrosion de l'acier

Dans une étude publiée en 2016 dans la revue *Ocean Engineering*, Kim *et al.* analysent la corrosion de l'acier dans une solution aqueuse de chlorure de sodium modélisant l'eau de mer, saturée en dioxygène et de pH égal à 8,2. Afin de relever la courbe courant-potentiel d'une pièce d'acier, ils utilisent une contre électrode en platine et une électrode de référence au calomel saturée, de potentiel $E_{\text{réf}} = 0,25 \text{ V}$.

- 5 — Donner précisément le schéma du dispositif permettant d'enregistrer la courbe courant-potentiel.
- 6 — La courbe obtenue, en raisonnant en densité de courant, est représentée sur la figure 1. Quelles sont les réactions électrochimiques se produisant sur les portions repérées par les lettres (a), (b) et (c) ?
- 7 — Estimer numériquement la surtension cathodique associée au couple H⁺/H₂.

Dans leur étude, Kim *et al.* publient différentes courbes courant-potentiel obtenues pour le même modèle, en modifiant la vitesse d'écoulement de l'eau salée autour des électrodes (figure B du document réponse). En les exploitant, ils montrent que la densité de courant de corrosion j_{corr} dépend de la vitesse d'écoulement de l'eau salée autour de l'électrode. Les résultats sont rassemblés dans le tableau 1 où seule la vitesse d'écoulement change entre les différentes mesures effectuées.

- 8 — Pour chacune des courbes représentées sur la figure B, entourer la partie correspondant à un phénomène de limitation du courant lié à la cinétique du transport du dioxygène dissout dans l'eau.
- 9 — Proposer une interprétation qualitative à l'augmentation de la densité de courant de corrosion avec la vitesse d'écoulement du fluide autour de l'électrode.

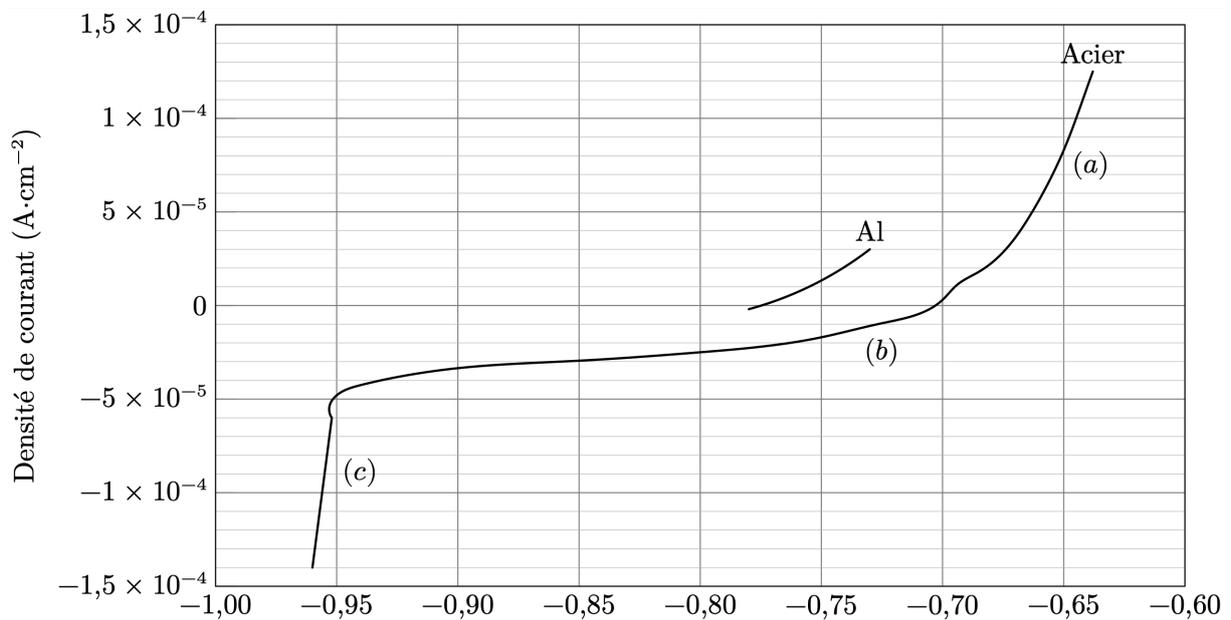


FIGURE 1 – Courbe densité de courant-potential d'une pièce d'acier plongeant dans une solution modélisant le milieu marin et courbe densité de courant-potential anodique pour l'aluminium

Données numériques

Produit ionique de l'eau $K_e = 1 \times 10^{-14}$

$$\frac{RT}{F} \ln 10 = 0,06 \text{ V.}$$

Potentiels standard :

couple	O ₂ /H ₂ O	H ⁺ /H ₂
E°	1,23 V	0 V

vitesse d'écoulement (m · s ⁻¹)	0	2	5
densité de courant de corrosion (A · cm ⁻²)	1,79 × 10 ⁻⁵	2,46 × 10 ⁻⁴	8,49 × 10 ⁻⁴

TABLEAU 1 – Valeurs des densités de courant de corrosion en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide autour de l'électrode

Partie IV — Modélisation d'une machine frigorifique

Un des enjeux majeurs de la grande distribution, de l'industrie et du tertiaire dans les années à venir sera de diviser sa consommation d'énergie de moitié. La production frigorifique d'un magasin représente entre 40 et 60 % de la consommation électrique (selon la superficie). La figure 1 montre une implantation. La production de froid doit être efficace malgré toutes les perturbations d'ouverture et de fermeture des portes des congélateurs.

Aujourd'hui, de nouveaux types de machines permettent d'adapter la puissance du compresseur aux besoins de l'installation frigorifique en effectuant un réglage en continu de la vitesse du compresseur. Ce type d'installation permet de gagner jusqu'à 25 % de consommation d'énergie.

Nous nous proposons de comprendre ici un modèle simple du cycle frigorifique et de pointer les paramètres affectant l'efficacité thermodynamique de la machine. Le contrôle en vitesse du compresseur permet de commander la puissance thermique soutirée à la source froide (nommée « puissance frigorifique »).

Dans l'énoncé du sujet, une égalité notée $\stackrel{\text{déf}}{=}$ représente une définition.

La machine frigorifique est constituée des quatre organes, représentés sur la figure 2.

Le fluide frigorigène circulant entre les différents organes est le 1,1,1,2-tétrafluoroéthane, noté « R134a » par la suite.

La figure donnée sur le document joint représente en coordonnées (pression P , enthalpie massique h) les transformations subies par ce fluide au cours d'un cycle :



FIGURE 1 – Photographies d'un magasin de produits surgelés et d'un compresseur

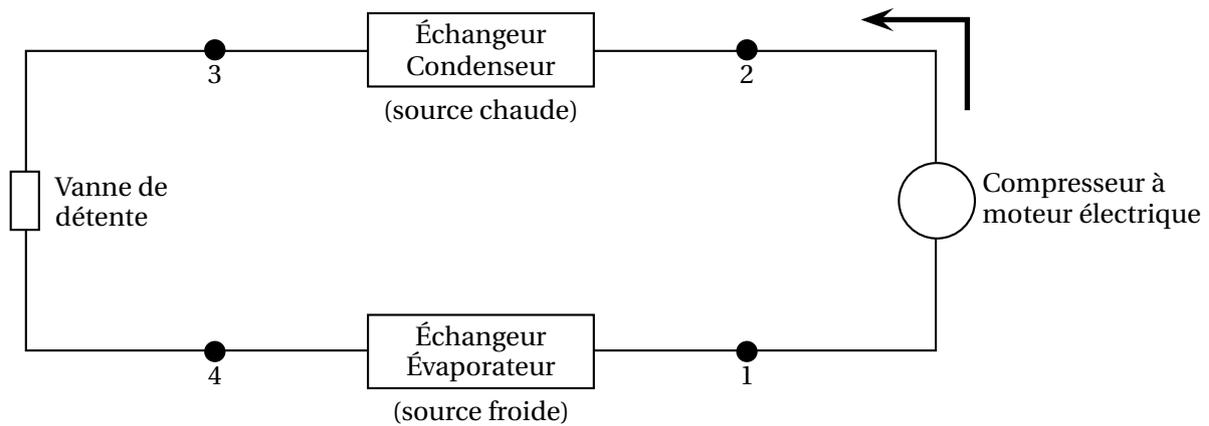


FIGURE 2 – Les quatre organes de la machine frigorifique

- 1 → 2 : compression isentropique du fluide par le compresseur ;
- 2 → 3 : échange thermique isobare à haute pression P_{hp} dans le condenseur ;
- 3 → 4 : détente adiabatique dans le détendeur ;
- 4 → 1 : échange thermique isobare à basse pression P_{bp} dans l'évaporateur.

En plus du cycle, d'autres courbes apparaissent sur le diagramme :

- la courbe de saturation liquide-vapeur (courbe noire en forme de cloche) ;
- un réseau d'isothermes (courbes en trait plein, tracé à $T = cte$) ;
- un réseau d'isentropiques (courbes en pointillés, tracées à entropie massique $s = cte$) ;
- un réseau d'ico-titres en vapeur à l'intérieur de la courbe de saturation (courbes en pointillés tracées à l'intérieur de la courbe de saturation, à titre en vapeur $x = cte$).

À l'intérieur de la courbe de saturation, le fluide est diphasé liquide-vapeur. À gauche de la courbe de saturation, le fluide est liquide. À droite, le fluide est gazeux.

Remarque : seul le début des courbes isothermes est représenté dans les domaines situés à gauche et à l'intérieur de la courbe de saturation. Cela permet d'alléger le diagramme, les isothermes étant horizontales à l'intérieur de la courbe de saturation et verticales à sa gauche.

Propriétés du fluide R314a

Masse volumique aux différents points du cycle (en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) : $\mu_1 = 4,2$; $\mu_2 = 45,5$; $\mu_3 = 1,3 \times 10^3$; $\mu_4 = 12,5$.
 Ordre de grandeur des capacités thermiques massiques : $c_v \approx c_p \approx 1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (ordres de grandeur valables pour la phase liquide et pour la phase vapeur).

On rappelle l'expression du premier principe de la thermodynamique en écoulement stationnaire appliqué à un système ouvert :

$$\Delta \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) = w + q \quad (1)$$

- $\Delta h \stackrel{\text{déf}}{=} h_{\text{sortie}} - h_e$ est la variation d'enthalpie massique entre l'entrée et la sortie ;
- $\Delta\left(\frac{1}{2}v^2\right)$ est la variation d'énergie cinétique massique du fluide entre l'entrée et la sortie ;
- $\Delta(gz)$ est la variation d'énergie potentielle massique de pesanteur entre l'entrée et la sortie ;
- w est le travail massique utile, apporté au fluide par toute pièce mobile en contact avec lui ;
- q est le transfert thermique massique reçu par le fluide.

On rappelle aussi l'expression du deuxième principe de la thermodynamique en écoulement stationnaire :

$$\Delta s = s_e + s_c \quad (2)$$

- $\Delta s \stackrel{\text{déf}}{=} s_{\text{sortie}} - s_{\text{entrée}}$ est la variation d'entropie massique entre l'entrée et la sortie ;
- s_e est l'entropie massique échangée et s_c est l'entropie massique créée.

On rappelle enfin la définition du titre en vapeur d'un corps diphasé liquide-vapeur : $x \stackrel{\text{déf}}{=} \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{liq}} + m_{\text{vap}}}$.

Les grandeurs associées à l'état 1 du cycle sont indicées « 1 ». Les quantités échangées entre le fluide et l'extérieur au cours de la transformation $1 \rightarrow 2$ sont indicées par. « 12 ».

Questions préalables sur le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique

Le principe d'une machine frigorifique ditherme est le suivant : « un fluide frigorigène circule entre les différents organes de la machine. Mis en mouvement par le compresseur, ce fluide refroidit la source froide et réchauffe la source chaude. »

- ❑ 1 — Donner et justifier les signes des quantités algébriques suivantes : w_{12} , q_{23} et q_{41} .
- ❑ 2 — Lors de la traversée du condenseur, le fluide frigorigène a-t-il une température supérieure ou inférieure à celle de la source chaude? Lors de la traversée de l'évaporateur, le fluide a-t-il une température supérieure ou inférieure à celle de la source froide?
- ❑ 3 — Si l'on considère le réfrigérateur que l'on possède à la maison, où se situe la source froide? Et la source chaude?

Questions préalables sur l'expression utile du premier principe

On rappelle que le débit massique d'un fluide en écoulement à travers une section A d'une conduite est donné par $D_m = \mu S v$, où μ est sa masse volumique et v sa vitesse, considérée comme uniforme au niveau de la section de la conduite.

- ❑ 4 — D'après les données, on remarque que la masse volumique du fluide est minimale juste avant la compression (état 1). En admettant que la section des canalisations est approximativement uniforme au cours du cycle, en déduire qu'en régime permanent, la vitesse du fluide est maximale juste avant la compression (état 1).
- ❑ 5 — La vitesse maximale au cours du cycle est de l'ordre de $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. En prenant comme référence la variation d'enthalpie massique au cours de la compression, en déduire que les variations d'énergie cinétique peuvent être négligées dans l'expression du premier principe de la thermodynamique.
- ❑ 6 — De la même façon, justifier que le terme (gz) peut aussi être retiré de l'expression du premier principe de la thermodynamique.

On utilisera par la suite l'expression simplifiée du premier principe en écoulement stationnaire :

$$\Delta h = w + q. \quad (3)$$

Lecture du diagramme et intérêt de la vaporisation

Pour ne pas dégrader le compresseur, il est crucial que le fluide caloporteur soit purement gazeux à l'entrée de cet organe, toute goutte de liquide entraînant son usure prématurée. C'est pourquoi le fluide à la sortie de l'évaporateur est « surchauffé » : sa température T_1 dans l'état 1 est supérieure à celle de la vapeur saturante $T_{\text{sat}}(P_{\text{bp}})$. La surchauffe est une marge de sécurité qui permet de garantir que le fluide sera bien gazeux à l'entrée du compresseur, même si le fonctionnement de la machine est perturbé.

- ❑ 7 — Déterminer graphiquement la valeur numérique de la *surchauffe* $T_1 - T_{\text{sat}}(P_{\text{bp}})$.

□ 8 — Le fluide à la sortie du condenseur (état 3) est dit « sous-refroidi » : sa température T_3 est plus basse que la température de vapeur saturante $T_{\text{sat}}(P_{\text{hp}})$. Déterminer graphiquement la valeur numérique du *sous-refroidissement* $T_3 - T_{\text{sat}}(P_{\text{hp}})$.

□ 9 — La transformation 3 → 4 est une détente de Joule-Thomson. Le détendeur peut être assimilé à un simple étranglement local de la conduite. Il n'y a pas de pièce mobile et les parois sont calorifugées. Justifier que cette étape est isenthalpique.

L'enthalpie massique d'un corps pur est définie par

$$h \stackrel{\text{déf}}{=} u(T) + \frac{P}{\mu},$$

où $u(T)$ est l'énergie interne massique, supposée indépendante de la pression.

□ 10 — Dans la zone située à gauche de la courbe de saturation, les isothermes sont verticales, donc confondues avec les isenthalpiques. Le R314a étant liquide dans cette zone, cela correspond à l'approximation usuelle stipulant que $\Delta h \approx c_p \Delta T$ pour une phase condensée. On souhaite ici vérifier la validité de cette approximation sur la première phase de la détente du R413a, avant vaporisation (du point 3 jusqu'à la courbe de saturation).

Déterminer numériquement la variation de température sur cette première phase et vérifier qu'une isenthalpique est effectivement assimilable à une isotherme.

□ 11 — La suite de la détente provoque une vaporisation du R314a.

Établir qu'au cours de cette vaporisation, la variation d'enthalpie massique peut s'écrire

$$\Delta h = L_{\text{vap}}(T_4) \Delta x_{\text{vap}} + c_p(T_4 - T_3) \quad (4)$$

$L_{\text{vap}}(T_4) \stackrel{\text{déf}}{=} h_{\text{vap}}(T_4) - h_{\text{liq}}(T_4)$ étant la chaleur latente de vaporisation à la température T_4 et Δx_{vap} étant la variation du titre en vapeur au cours de la vaporisation. On justifiera clairement la démarche utilisée.

□ 12 — Mesurer graphiquement $L_{\text{vap}}(T_4)$. En déduire par le calcul une valeur numérique de la variation de température ($T_4 - T_3$) attendue lors de la transformation 3 → 4. Cette valeur est-elle du même ordre de grandeur que celle lue sur le diagramme ?

Conclusion : la vaporisation, provoquée mécaniquement, génère une chute de température du fluide frigorigène permettant d'orienter le transfert thermique dans le sens souhaité lors de son passage dans l'évaporateur, de la source froide vers le fluide.

Hypothèses simplificatrice et efficacité de la machine

□ 13 — Quel phénomène faut-il négliger pour modéliser les échanges thermiques considérés comme étant isobares ?

□ 14 — Quelles hypothèses faut-il faire pour modéliser la compression comme étant isentropique ?

On rappelle la définition qualitative de l'efficacité d'une machine thermique :

$$e \stackrel{\text{déf}}{=} \left| \frac{\text{énergie massique utile}}{\text{énergie massique coûteuse}} \right|.$$

□ 15 — À quoi correspondent ces deux termes énergétiques dans le cas de la machine frigorifique ? Identifier dans le cycle la transformation associée à chacun. Déterminer leur valeur numérique par lecture graphique sur le diagramme (P, h). En déduire la valeur de l'efficacité.

□ 16 — En appliquant à 1 kg de fluide frigorigène les deux principes de la thermodynamique sur un cycle réversible, établir l'expression de l'efficacité de Carnot en fonction des températures de la source froide et de la source chaude ($T_{\text{chaud}} = 20^\circ\text{C}$ et $T_{\text{froid}} = -15^\circ\text{C}$). Faire l'application numérique et comparer cette valeur à l'efficacité calculée dans le cadre du modèle étudié. Le résultat de cette comparaison était-il prévisible ? Quelles sont les sources d'irréversibilité du cycle avec lequel a été modélisée la machine frigorifique ?

□ 17 — Aucune transformation n'est réversible. La compression réelle qui amène le fluide de P_{bp} à P_{hp} est nécessairement irréversible, contrairement à l'hypothèse simplificatrice de notre modèle ; Proposer une modification simple de l'allure de la courbe 1 → 2 du diagramme (P, h) pour tenir compte de l'irréversibilité. En déduire graphiquement une conséquence sur l'efficacité (l'explication sera faite sur la copie).

□ 18 — Expliquer en quoi le sous-refroidissement permet d'augmenter l'efficacité de la machine, tous les autres paramètres étant gardés identiques.