

Physique-chimie – DS 3

Les candidats doivent respecter les notations de l'énoncé et préciser, dans chaque cas, la numérotation de la question posée.

ATTENTION : des feuilles annexes sont à rendre avec la copie.

La présentation, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la rédaction, la clarté et la précision des raisonnements entreront pour une part importante dans l'appréciation des copies. En particulier, les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte.

Les candidats sont invités à encadrer les résultats de leurs calculs.

Les parties I et II sont indépendantes.

Au sein de la partie I, les parties I.1, I.2 et I.9 sont indépendantes du reste de la partie I.

Les documents 1 et 2 ne servent à répondre qu'à la partie I.1.

Les parties I.3 à I.8 sont abordables en lisant bien la description du cycle qui suit les documents 1, 2 et 3, et s'appuient également sur la figure récapitulative f.1.

Calculatrice interdite

On effectuera donc les arrondis nécessaires pour faire les applications numériques.

Il est conseillé de prendre le temps de faire ces applications.

I Pompe à chaleur avec fluide à glissement de température

L'objet de ce problème est d'étudier un modèle simplifié de pompe à chaleur (PAC), destiné au conditionnement air-air et qui fonctionne avec le nouveau fluide frigorigène "R407C", mélange de fréons dont les propriétés sont adaptées aux nouvelles exigences environnementales.

DOCUMENT 1 : la fin des fluides CFC et HCFC

Les premiers cycles de réfrigération sont réalisés vers 1875 et les substances chimiques comme l'ammoniac, le dioxyde de soufre ou le gaz carbonique sont utilisés comme fluides. Dans la première moitié du XXe siècle, apparaissent de nouveaux fluides : les dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane (chlorofluorocarbures CFC, comme le fluide R12 de formule CCl_2F_2) et les dérivés hydrochlorofluorés (hydrochlorofluorocarbures HCFC, comme le fluide R22 de formule HCClF_2). Pour des raisons multiples, tant techniques que thermodynamiques ou de sécurité, ces fluides s'imposent (jusqu'à récemment) pour les cycles de réfrigération à compression de vapeur, à l'exception de l'ammoniac, toujours utilisé dans certaines installations industrielles, notamment agroalimentaires. En particulier, le CFC R12 et le HCFC R22 parviennent à représenter, à eux seuls, 75% du parc de réfrigération français (date de relevé : 1998).

Deux préoccupations environnementales viennent brusquement remettre en cause l'utilisation massive de ces fluides dont une trop forte proportion gagne l'atmosphère, suite à des fuites, des accidents ou des opérations malencontreuses. Il est rapidement démontré que les atomes de chlore, libérés en altitude par les CFC et HCFC, participent fortement à la dégradation de la couche protectrice atmosphérique contre les rayons ultra-violet nuisibles du soleil (rayons UV B). Il est de plus prouvé que les gaz CFC et HCFC participent activement au réchauffement climatique : la fuite d'un kilogramme de ces produits de synthèse, dans l'atmosphère, produit un réchauffement équivalent à celui engendré par l'émission de 103 à 10 4 kilogrammes de CO_2 ! Très rapidement est prise la décision d'arrêter la production de ces CFC, de prévoir l'arrêt, à court terme, des HCFC (pourtant moins chlorés) et de chercher des composés chimiques de remplacement, notamment dans la famille des HFC (hydrofluorocarbures). L'ensemble de ces mesures provoque, pour les industriels de la réfrigération, une révolution technologique majeure qui commence en 1994 et qui n'est pas terminée. De nombreux problèmes technologiques sont à résoudre...

DOCUMENT 2 : comment remplacer les fluides HCFC les plus couramment utilisés ?

Par exemple, le R22, essentiellement utilisé comme agent frigorigène pour les installations frigorifiques et les systèmes de conditionnement d'air, est interdit au sein de l'Union Européenne en ce qui concerne son utilisation dans les appareils neufs depuis le 30 juin 2004. La maintenance, sur les appareils anciens, n'est plus tolérée depuis le 1er janvier 2015. Le remplacement de ce type de fluides s'impose donc. Les seuls fluides de substitution purs, sans atome de chlore et à potentiel de réchauffement climatique réduit, sont les fluides non halogénés comme l'ammoniac, le propane, l'isobutane (ou 2-méthylpropane), le gaz carbonique et l'eau. Ces fluides ont cependant une utilisation limitée. L'ammoniac, l'isobutane et le propane présentent de très bonnes caractéristiques thermodynamiques et constituent des alternatives très sérieuses : leur usage se développe sensiblement. 30% du marché européen des réfrigérateurs domestiques utilisent aujourd'hui de l'isobutane, notamment en Europe du Nord. Malgré ses performances relativement faibles et les hautes pressions qu'il demande, le gaz carbonique est étudié comme fluide pour les installations de climatisation automobile, où les risques de fuite sont élevés.

Les fabricants de fluides frigorigènes considèrent en effet qu'il est maintenant peu probable de trouver des fluides purs qui possèdent des propriétés thermodynamiques leur permettant d'être de parfaits substituts aux anciens fluides. En revanche, en mélangeant des fluides purs dans des proportions bien choisies, il est possible d'obtenir des caractéristiques mieux adaptées. C'est avec le mélange R407C de HFC (23% de R32, 25% de R125 et 52% de R134A) qu'un bon compromis efficacité – respect de l'environnement semble actuellement trouvé. Mais le R407C présente un rendement énergétique global plutôt inférieur à celui du R22.

DOCUMENT 3 : mélange R407C, fluide à “glissement de température”

Pour ce type de fluides, à pression fixée, les différences entre les températures saturantes des constituants introduisent un glissement de température dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Lors de l'ébullition d'un mélange à pression constante, la vapeur est toujours plus riche en constituant(s) le(s) plus volatil(s) : la température de début d'ébullition (température de bulle) est donc inférieure (d'environ 7°C pour le R407C) à la température de fin d'ébullition (température de rosée), alors qu'elles sont égales pour les corps purs.

De ce fait, la pression et la température ne restent plus constantes, toutes les deux, lors d'une ébullition ou d'une condensation. Dans les diagrammes de Clapeyron $p = f(v)$, des frigoristes $\log p = f(h)$ et entropique $T = f(s)$, les isobares et les isothermes ne sont plus simultanément horizontales dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Les documents précédents ont été établis à partir des sites Web suivants :

- “Techniques de l'Ingénieur” : <http://www.techniques-ingenieur.fr> Diagrammes thermodynamiques & mélanges utilisés en réfrigération (par Renaud Gicquel, Professeur à l'École des Mines de Paris).
- “Wikipédia” : <https://fr.wikipedia.org/wiki/Chlorodifluorom%C3%A9thane>

Le principe d'une pompe à chaleur (PAC), destinée au chauffage d'une maison d'habitation, est de prélever de l'énergie dans l'atmosphère extérieure et de céder ensuite de l'énergie thermique à l'air intérieur de l'habitation (PAC air-air). Dans cette machine, le fluide décrit un cycle à compression de vapeur, constitué des étapes décrites ci-dessous. Les valeurs numériques des principaux paramètres associés, notamment enthalpie et entropie massiques, sont précisées sur la figure f.1, pour un fonctionnement en saison hivernale. Le système thermodynamique étudié est le fluide de la machine.

Description du cycle :

- Dans l'évaporateur F-A, le fluide achève, dans un premier temps, sa vaporisation en restant à la pression de vaporisation (ou pression de vapeur saturante) p_2 constante et se retrouve à l'état de vapeur tout juste saturante (état G). Dans un second temps, toujours sous la pression p_2 , le gaz subit une élévation de température $\Delta T = +5 \text{ K}$ au-dessus de la température de rosée, ce qui l'amène à l'état A.
- Le mélange R407C quitte alors l'évaporateur et rentre dans le compresseur A-B où il subit une compression. Le gaz sort du compresseur à la température T_B et sous la pression p_1 (état final B).
- Dans le condenseur B-E le fluide subit un processus entièrement isobare, sous la pression de condensation (pression de vapeur saturante) p_1 constante. Le fluide gazeux se refroidit, dans un premier temps, jusqu'à la température de rosée (état C) puis, dans un second temps, se liquéfie complètement (état D) avant de subir, à l'état liquide, une baisse de température $\Delta T = -5 \text{ K}$, ce qui le conduit à l'état E.
- Le fluide, à l'état liquide (état E), pénètre dans le détendeur E-F où il subit une détente isenthalpique (ou isenthalpe), ce qui lui permet de passer de la pression p_1 à la pression p_2 . Cette détente s'accompagne d'une vaporisation partielle du liquide caractérisée par la fraction massique x_v en vapeur (avec $0 < x_v < 1$).

Hypothèses de travail :

- Les variations d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle de pesanteur du fluide sont négligées dans tout le problème.
- L'installation fonctionne en régime permanent et stationnaire.
- La vapeur du fluide R407C est assimilée à un gaz parfait.

Les calculs numériques seront menés en respectant le nombre de chiffres significatifs de l'énoncé.

Paramètres du cycle :

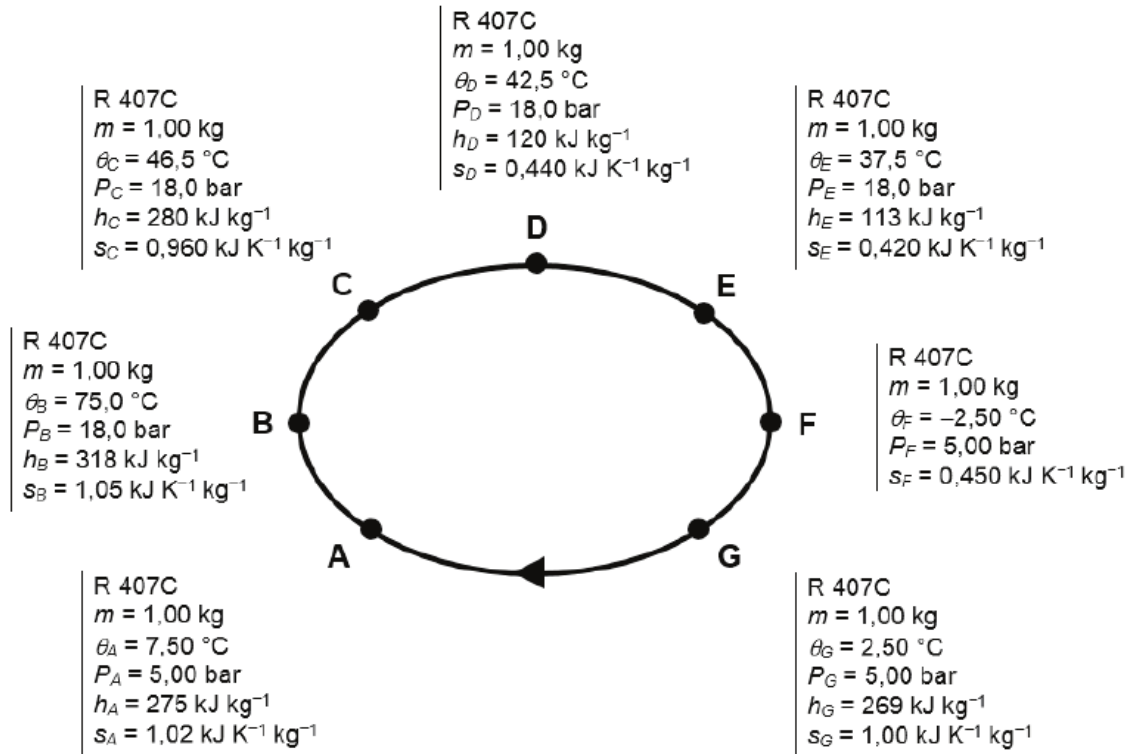


Figure f.1 : vue d'ensemble des paramètres d'un cycle du fluide R 407C (fonctionnement hivernal)

Notation des constantes

- M (unité : $\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$) : masse molaire moyenne du mélange R407C ;
- $\gamma = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}}$: caractéristique énergétique du fluide gazeux, avec $C_{p,m}$ et $C_{v,m}$ (unité : $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) coefficients (ou capacités) thermiques molaires, respectivement à pression et volume constant ;
- $c_{p,\text{vap}}$ coefficients (ou capacité) thermique massique à pression constante du fluide gazeux ;
- R (unité : $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) : constante du gaz parfait, avec $r = R/M$.

On donne la relation de Mayer, valable dans le cadre du modèle du gaz parfait : $C_{p,m} - C_{v,m} = R$.
On donne également l'expression de l'entropie massique dans le modèle du gaz parfait :

$$s(T, p) = c_{p,\text{vap}} \ln T - r \ln p + A$$

avec A une constante.

De nombreuses questions peuvent être traitées de manière indépendante.

I.1 Analyse documentaire et culture générale

- 1 - Les fluides frigorigènes ont une nomenclature spécifique approuvée par l'Union Internationale de Chimie Pure et Appliquée (IUPAC). Le code se compose de la lettre "R" suivie de 2 à 5 chiffres qui découlent de sa structure moléculaire (exemple : R32). Que signifie la lettre "R" ?
- 2 - Comment se nomme le "bouclier", certes relativement mince, mais d'une remarquable efficacité dans la filtration des UV énergétiques solaires, qui se trouve détruit par la présence des atomes de chlore libérés, en altitude, par les CFC et HCFC (réponse en deux lignes maximum) ?
- 3 - Même si les atomes de chlore sont absents de leur formule chimique, certains fluides frigorigènes sont écartés car ils sont facteurs du changement climatique. La planète reçoit de l'énergie solaire et réémet, par rayonnement vers l'espace, de l'énergie. Simultanément, l'atmosphère absorbe et

réfléchit vers la planète une partie de ces rayonnements. Mais le bilan thermique ainsi obtenu se trouve modifié si l'atmosphère s'enrichit en gaz capables d'absorber et de réémettre une partie des infrarouges, ce qui amplifie le phénomène d'élévation de la température de la surface terrestre. Comment se nomme cet effet qui contribue au réchauffement global (réponse en deux lignes maximum) ?

I.2 Différences entre les propriétés d'un mélange et d'un corps pur

- 4 - Tracer l'allure du diagramme de Clapeyron $p-v$ d'un corps pur. On fera apparaître : les courbes de rosée et d'ébullition, le point critique C , trois isothermes dont deux en dessous du point critique et une au dessus, et les zones L (liquide), V (vapeur) et L+V.

Quelle est la propriété d'un corps pur qui permet d'affirmer que les isothermes sont horizontales dans la zone d'équilibre diphasique ?

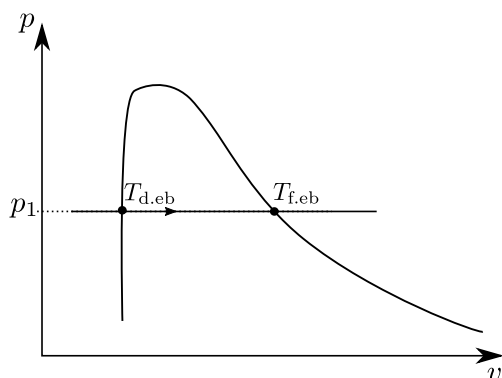
- 5 - Le fluide utilisé ici (le R407C) est un mélange de différentes espèces chimiques. Ce n'est donc pas un corps pur.

Ainsi dans la zone d'équilibre liquide-vapeur du diagramme de Clapeyron les isothermes ne sont pas horizontales.

On considère une évolution isobare comme tracée sur la figure ci-dessous (une isobare est nécessairement horizontale car p est l'ordonnée du graphique). La température du début d'ébullition est notée $T_{d,eb}$, et la température de fin d'ébullition est notée $T_{f,eb}$.

Reproduire ce schéma sur votre copie et tracer l'allure de l'isotherme à $T = T_{d,eb}$, et de celle à $T = T_{f,eb}$. On pourra utiliser le document 3.

Quel est donc le signe de la pente de ces isothermes, considérées, en première approximation, comme des segments de droite dans ce domaine diphasé ?



I.3 Cycle et diagrammes

- 6 - Compléter la figure f.2 de la feuille annexe en :

- identifiant clairement les principaux organes (numérotés de 1 à 4) de la machine thermique (détendeur, compresseur, évaporateur et condenseur) ;
- situant, sur le parcours du fluide et aux sommets du rectangle, quatre des sept points représentatifs des états A, B, C, D, E, F et G.

(Feuilles annexes à rendre avec la copie)

- 7 - Pourquoi ce cycle est-il qualifié de cycle récepteur ?

- 8 - Un changement d'état isobare vapeur vers liquide est-il endothermique ou exothermique ?

Quel est le rôle du condenseur ? Se trouve-t-il à l'intérieur ou à l'extérieur de l'habitation ?

- 9 - À partir de l'identité thermodynamique sur l'enthalpie massique ($dh = Tds + vdp$), démontrer que dans la partie correspondant à l'état gazeux (parfait) du diagramme entropique (s en abscisse, T en ordonnée), une isobare est représentée par une exponentielle.

10 - Représenter le cycle complet du fluide R407C sur les trois figures f.3, f.4 et f.5 des feuilles réponses annexes, en repérant, à chaque fois, les sept points représentatifs A, B, C, D, E, F et G. Les diagrammes à compléter sont les suivants :

- a) diagramme de Clapeyron $p = f(v)$ (avec v volume massique du mélange) (figure f.3) ;
- b) diagramme des frigoristes $\log P = f(h)$ (figure f.4) ;
- c) diagramme entropique $\theta = f(s)$, avec θ température en °C (figure f.5).

(Feuilles annexes à rendre avec la copie)

11 - Les échanges thermiques du fluide avec les sources sont-ils réversibles ou irréversibles ?

Justifier la réponse (trois lignes maximum).

Si ces transferts thermiques sont jugés irréversibles, proposer un type d'échangeur susceptible de diminuer l'entropie créée par irréversibilité.

I.4 Étude de la compression A-B

La compression est supposée adiabatique.

12 - Exprimer le coefficient (ou capacité) thermique massique à pression constante $c_{p,\text{vap}}$ du fluide vapeur, en fonction de r (défini dans l'énoncé) et γ , la vapeur étant supposée parfaite.

13 - On suppose dans cette question que la vapeur se comporte comme un gaz parfait, que la compression est adiabatique et qu'elle est réversible.

Les température T_A et pressions p_A et p_B des états A et B étant connues, établir l'expression littérale de la température de sortie T_B du compresseur.

14 - Montrer toutefois que les données (numériques et/ou graphiques) ne plaident pas en faveur d'une transformation A-B réversible.

15 - On suppose dans cette question que la vapeur se comporte comme un gaz parfait. Les données de l'énoncé sont : p_A , p_B , T_A , T_B , r et γ .

Établir, à l'aide de tout ou partie de ces grandeurs, l'expression littérale des variations d'enthalpie massique Δh_{AB} et d'entropie massique Δs_{AB} du fluide.

16 - Les hypothèses gaz parfait et compression réversible n'étant pas bien vérifiées, on ne garde plus que l'hypothèse adiabatique.

Comment déterminer le travail massique indiqué $w_i = w_{AB}$ reçu par le fluide, au cours de la compression ?

17 - Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer :

- a) le travail indiqué massique $w_i = w_{AB}$ du mélange R407C ;
- b) la variation d'entropie massique Δs_{AB} correspondante ;

I.5 Étude du passage dans le condenseur B-E

Le condenseur ne comporte aucune partie mobile.

18 - Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer :

- a) l'enthalpie massique de vaporisation $\Delta_{\text{vap}} h(p_1)$ du R407C sous la pression p_1 fixée (mais à température non constante) ;
- b) la chaleur massique q_{cond} échangée par le fluide dans le condenseur.

I.6 Étude du passage dans le détendeur E-F

Le détendeur est un tube capillaire de cuivre, de 2 à 3 m de long, indéformable et qui n'échange pas de chaleur, chargé de créer une grande perte de charge entre le condenseur et l'évaporateur.

- 19 - Démontrer que la transformation (ou laminage) dans le détendeur est isenthalpique.
- 20 - Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer la variation d'entropie massique Δs , ainsi que les entropies massiques échangée s_e et créée s_c correspondantes. Le signe de la variation d'entropie Δs est-il prévisible sans calcul ?
- 21 - Application numérique : après exploitation d'un des graphes (figures f.4 ou f.5), calculer la fraction massique moyenne x_v en vapeur (égale à la masse de la phase vapeur, tous constituants confondus, rapportée à la masse totale des phases liquide et vapeur) à la sortie du détendeur, sachant que les volumes massiques des phases vapeur et liquide valent respectivement, en ce point : $v_v = 5.00 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ et $v_l = 8.30 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

I.7 Étude du passage dans l'évaporateur F-A

L'évaporateur ne comporte aucune partie mobile.

- 22 - Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé, calculer la chaleur massique $q_{\text{évap}}$ échangée par le fluide dans l'évaporateur.

I.8 Coefficient de performance (COP)

- 23 - Définir la grandeur utile et la grandeur coûteuse, et définir l'efficacité du cycle de la PAC.

On prend ensuite en compte le fait que le moteur électrique qui entraîne le compresseur a un rendement électro-mécanique $\rho_{el} = 0.800$ (rapport du travail mécanique délivré par le moteur sur le travail électrique fourni), et un rendement mécanique ρ_m (rapport du travail mécanique fourni par le moteur sur le travail reçu par le fluide) égal à 1.

Comment définir alors le coefficient de performance (COP, qui est l'efficacité prenant en compte tous les rendements) de cette machine thermique ?

- 24 - Bien que le coefficient de performance dépende du type d'installations, des conditions climatiques et de nombreux paramètres, proposer un ordre de grandeur habituellement admis pour le COP des pompes à chaleur destinées au chauffage des maisons individuelles.
- 25 - Application numérique : à partir des données numériques de l'énoncé (fonctionnement hivernal), calculer le COP hiver de la machine (en arrondissant grossièrement si besoin pour effectuer le calcul).
- 26 - Quel(s) avantage(s) présente ce chauffage par rapport au chauffage électrique ? Quels peuvent être aussi les inconvénients d'une PAC air-air ?

I.9 Fonctionnement de l'installation domestique

Cette pompe à chaleur sert à compenser l'énergie cédée, par une maison d'habitation, à l'atmosphère extérieure en saison hivernale, du fait d'une isolation non idéale. La PAC permet donc de maintenir l'air intérieur à la température T_h constante, alors que la température extérieure, plus basse, vaut T_e . Dans le but d'évaluer la puissance mise en jeu, le chauffage est interrompu : la température de l'air intérieur (supposée uniforme) passe alors, au bout d'une durée τ , de la température T_h à la température

$$T_\tau = \frac{T_h + T_e}{2}.$$

- 27 - Au cours du refroidissement, la puissance thermique reçue algébriquement par l'air de la maison s'écrit : $P_{\text{th,pertes}} = -kC[T(t) - T_e]$, puissance comptée négativement. Dans cette expression, C désigne la capacité thermique de l'air intérieur, $T(t)$ la température intérieure (supposée uniforme) à l'instant t et k une constante positive dépendant de l'isolation.

- a) Vérifier la cohérence de la loi définissant la puissance $P_{\text{th,pertes}}$ (en particulier, justifier la présence du signe moins placé devant la constante k).
- b) Établir l'équation différentielle vérifiée par la température $T(t)$ de l'air intérieur de l'habitation.
- c) En déduire, en fonction de τ , l'expression de la constante k .

28 - On note P_{pac} la puissance fournie par la PAC au logement, et $|q|$ le transfert thermique massique échangé du fluide de la PAC vers le logement (égal à $-q_{\text{cond}}$, mais on prendra la valeur numérique proposée dans la question 30).

On suppose le régime stationnaire atteint, c'est-à-dire que la PAC maintient la température de l'atmosphère intérieure à la valeur constante T_h .

- a) Relier le débit massique moyen $D_{m,\text{fl}}$ du R407C dans la machine à la différence de températures ($T_h - T_e$).
- b) On note $P_{\text{él}}$ la puissance électrique moyenne nécessaire pour faire "tourner" la PAC en régime stationnaire. Relier la puissance électrique moyenne $P_{\text{él}}$ reçue à la différence de températures ($T_h - T_e$).

29 - L'air du logement, qui traverse l'échangeur intérieur, subit une variation de température ΔT_a . La capacité thermique massique constante de l'air vaut $c_{p,a}$. Relier le débit massique moyen $D_{m,a}$ de l'air à travers l'échangeur (composé, en réalité, de plusieurs échangeurs) au débit moyen $D_{m,\text{fl}}$ du R407C.

30 - Application numérique :

- $\tau = 6.93 \times 10^2 \text{ s}$; $C = 1.00 \times 10^6 \text{ J/K}$; $(T_h - T_e) = 10.0 \text{ K}$;
 $\Delta T_a = 10.0 \text{ K}$; $c_{p,a} = 1.00 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;
- la chaleur massique libérée dans les échangeurs intérieurs vaut $|q| = 2.00 \times 10^5 \text{ J/kg}$;
- le coefficient de performance est estimé à la valeur $\text{COP}_{\text{hiver}} = 4.00$;
- aide au calcul : $\ln 2 \simeq 0.693$.

Calculer, en n'utilisant que les données numériques proposées dans cette question et en respectant le nombre de chiffres significatifs, les quatre grandeurs k , $P_{\text{él}}$, $D_{m,\text{fl}}$ et $D_{m,a}$.

II Réservoir d'eau

On dispose d'une cuve de récupération d'eau, cylindrique, de diamètre $a = 50$ cm. La hauteur d'eau est $h = 1.8$ m, et la surface est à l'air libre.

On prendra $g = 10$ m/s² pour l'accélération de la pesanteur, $\mu = 1.0 \times 10^3$ kg/m³ pour la masse volumique de l'eau, $\eta = 1.0 \times 10^{-3}$ Pa · s pour sa viscosité dynamique. La pression atmosphérique est notée p_0 .

La cuve est percée d'un trou à sa base, de diamètre $d \ll a$. Le trou est à l'air libre. On souhaite remplir un arrosoir de volume 15 L.

31. Justifier que la hauteur d'eau dans la cuve ne varie presque pas pendant le remplissage de l'arrosoir.
32. Donner l'expression puis la valeur numérique de la vitesse en sortie de la cuve. On fera les hypothèses nécessaires pour pouvoir appliquer la relation de Bernoulli et la simplifier.
33. Donner la valeur que doit prendre le diamètre du trou à la base de la cuve afin de pouvoir remplir un arrosoir de 15 L en 30 secondes.
34. On retient une vitesse de sortie de la cuve de 6.0 m/s et un diamètre de sortie de 1.0 cm. On souhaite déterminer le temps nécessaire pour vider entièrement la cuve dans ce cas.

- a. Montrer que la hauteur d'eau dans la cuve vérifie l'équation différentielle $\frac{dz}{dt} = -\frac{d^2}{a^2} \sqrt{2gz(t)}$, avec z axe vers le haut et $z = 0$ en bas de la cuve.
- b. Intégrer cette équation et en déduire l'expression du temps de vidage. On admettra que l'application numérique donne 25 min.

On installe un tuyau de longueur $L = 1.0$ m en sortie de la cuve, et on cherche à savoir quelle est la perte de pression Δp_C dans le tuyau.

L'abaque ci-dessous donne λ , coefficient de perte de charge, en fonction du nombre de Reynolds $Re = \frac{\mu V D}{\eta}$ et du rapport ϵ/D .

Ce coefficient permet ensuite d'obtenir la perte de charge via la formule $\Delta p_C = \lambda \frac{\mu L V^2}{2D}$.

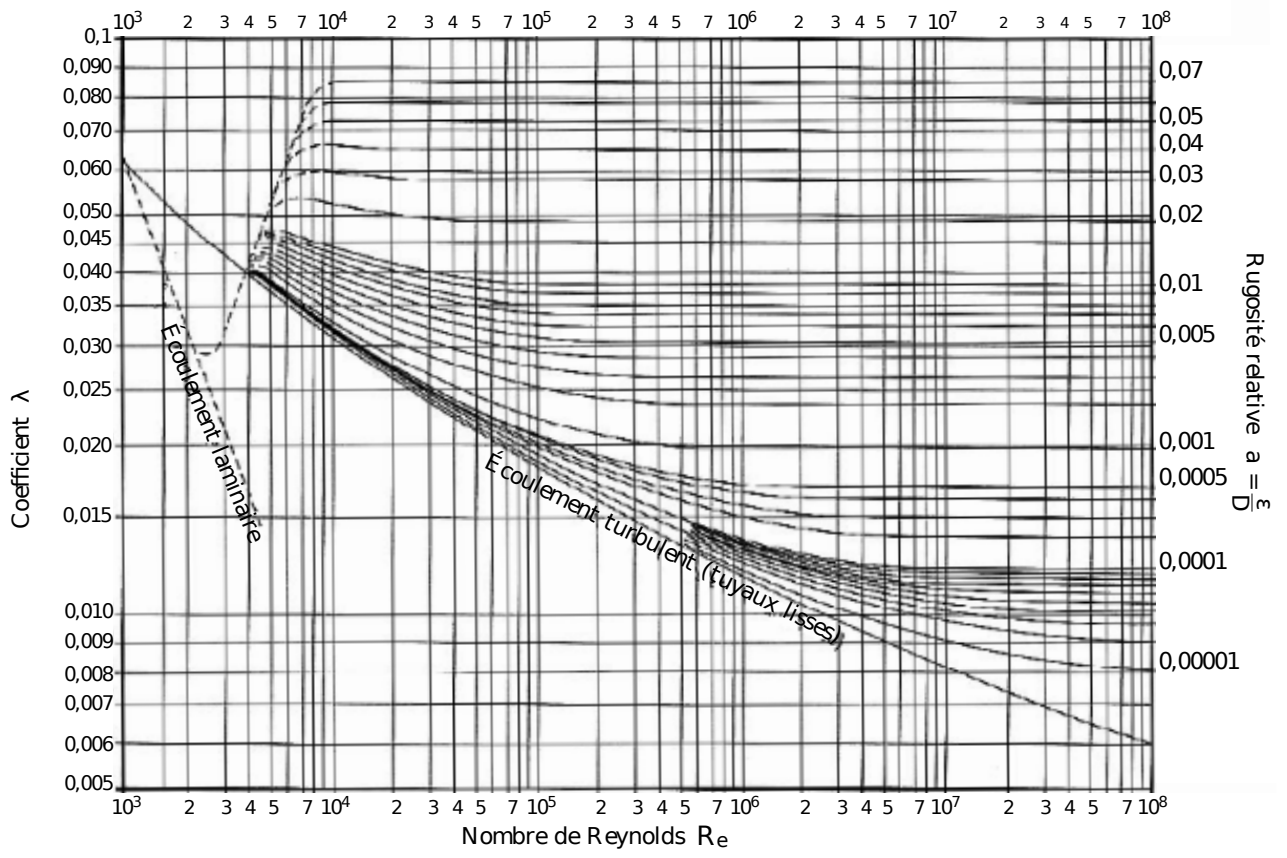
V est la vitesse du fluide dans le tuyau, $\epsilon = 4.0 \times 10^{-3}$ mm la rugosité des parois du tuyau, $D = 40$ mm le diamètre du tuyau.

35. a. Donner la valeur numérique de la perte de charge Δp_C .
- b. Donner l'expression de la vitesse en sortie du tuyau en fonction de g , h , μ et Δp_C . On supposera le tuyau horizontal, sa sortie à l'air libre. On ne fera pas l'application numérique.

Aide au calcul :

$$20 \times 1.8 = 36$$

$$\left(\frac{10^{-3}}{3 \times \pi} \right)^{1/2} \simeq 0.01.$$



Principe de l'installation

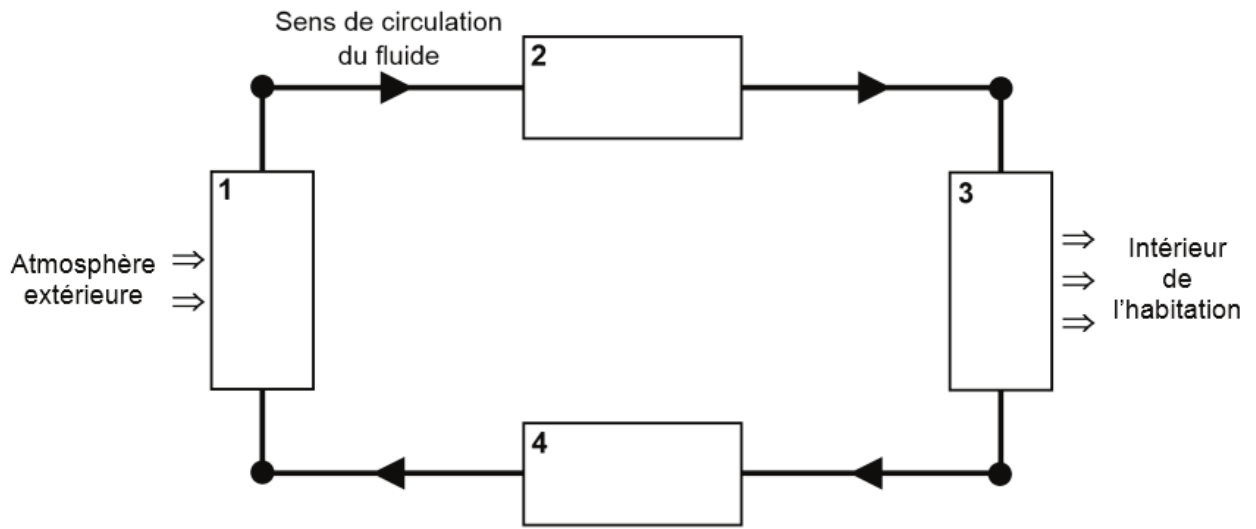


Figure f.2

Diagramme $P = f(v)$ du R 407C

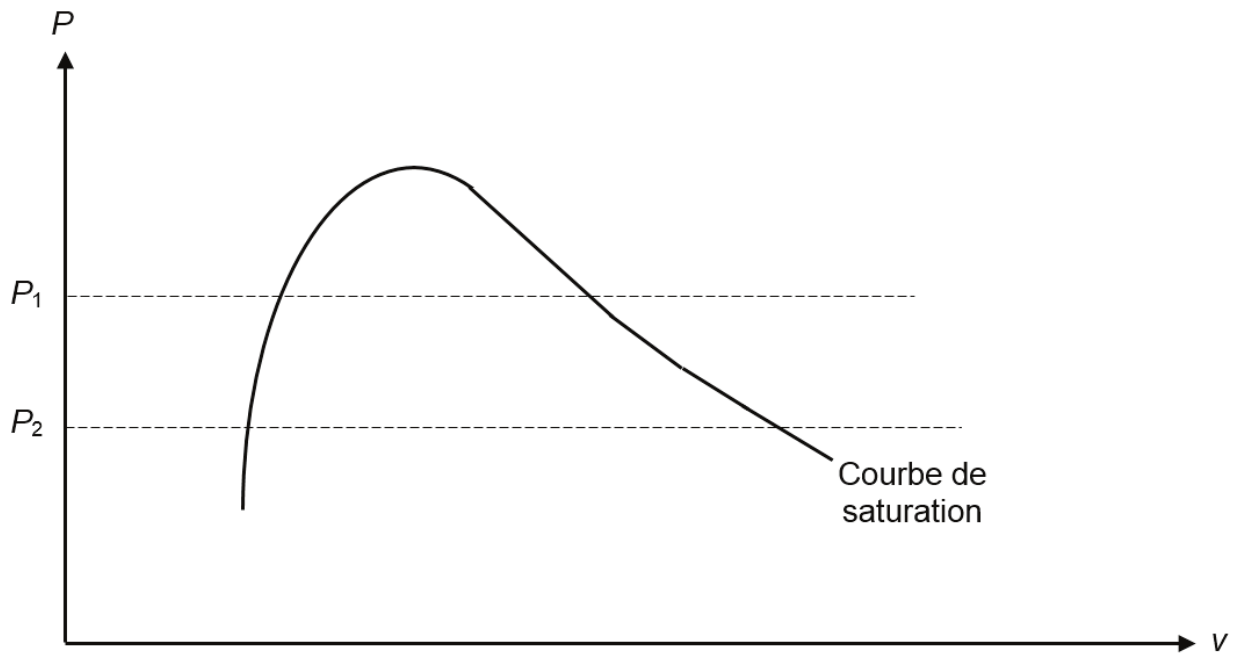


Figure f.3

Diagramme $\log P = f(h)$

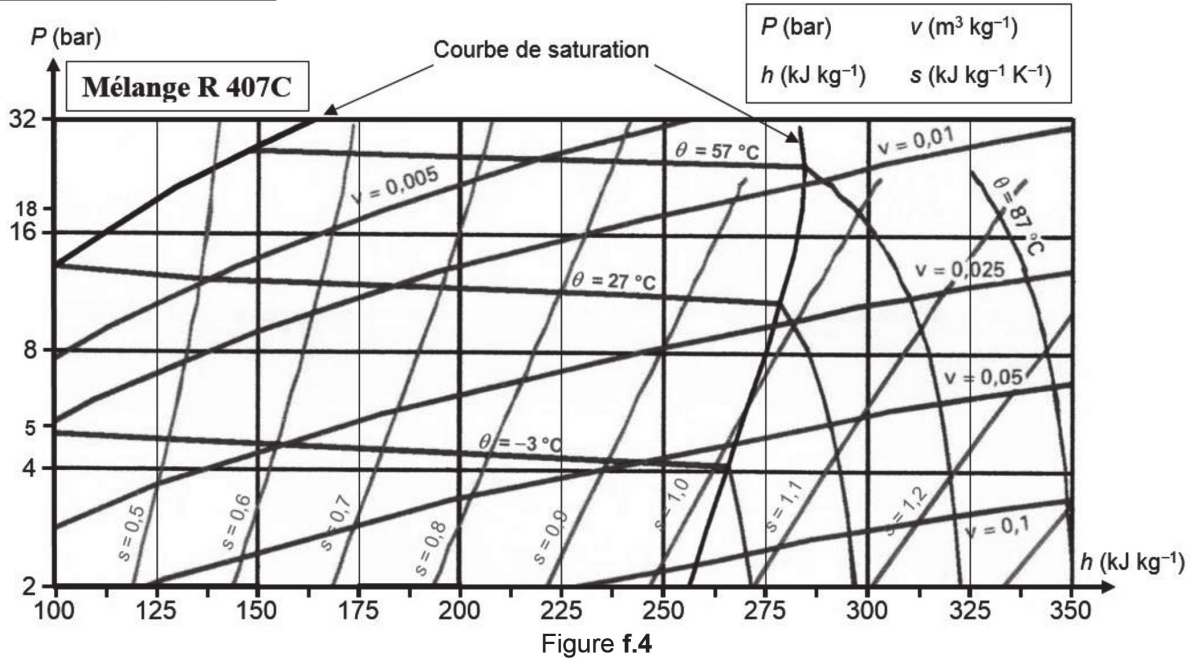
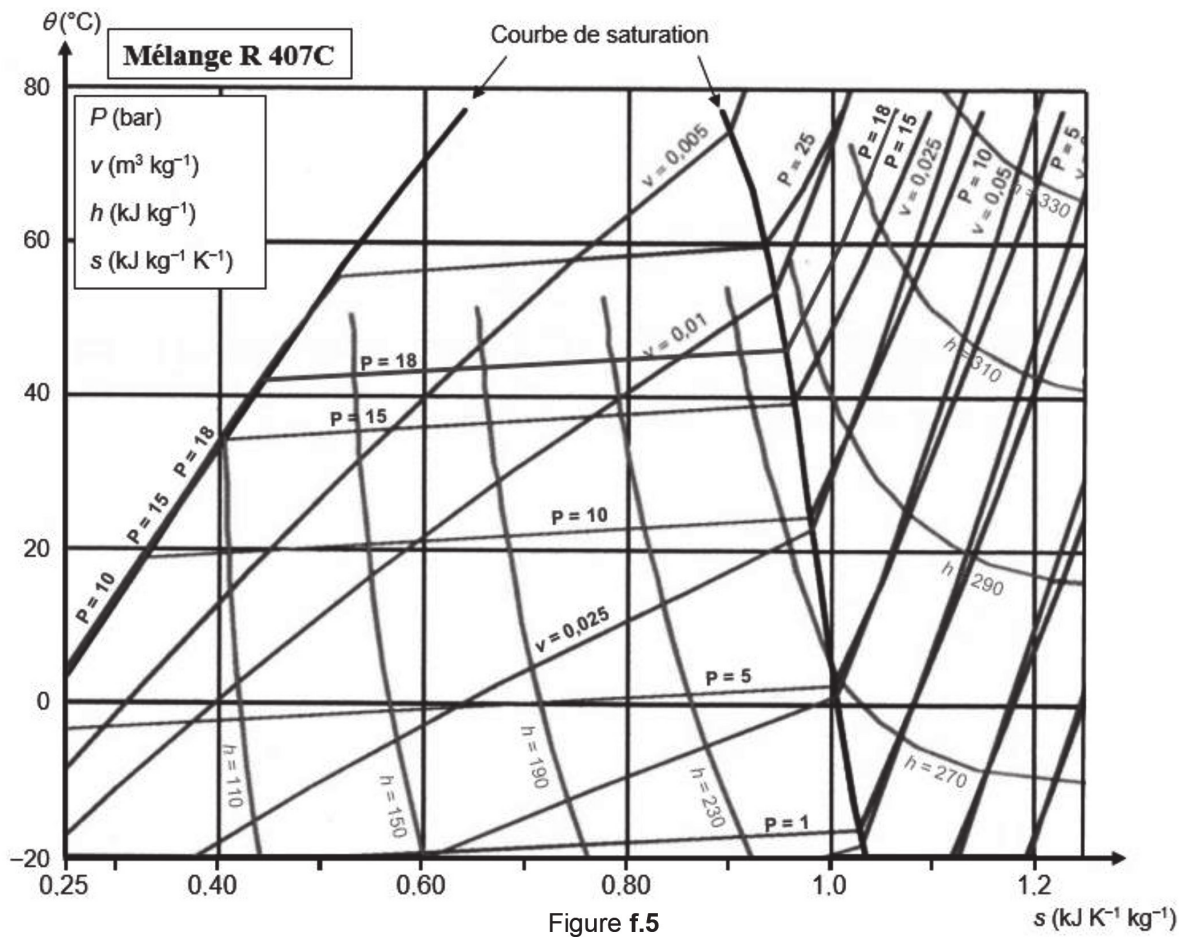


Diagramme $\theta = f(s)$



2