

Thermodynamique PT2013

Calculatrice interdite. Durée de l'épreuve : 2h.

Épreuve sur le programme de PT, ancienne version.

On ajoutera donc des questions intermédiaires à deux endroits :

- Question 14, ajouter avant une question 14.0 qui consiste à :
Démontrer que l'efficacité d'une machine frigorifique fonctionnant entre une source chaude à $T_c = T_{\text{ext}}$ et une source froide à $T_f = T$ est $e_{\text{frigo}} = \frac{1}{T_c/T_f - 1}$.
- Question 21, ajouter avant une question 21.0 qui consiste à :
Déduire de l'annexe 2 la température associée à un équilibre liquide-vapeur sous $p = 10.16$ bar.
En déduire T_3 , puis h_3 .

Remarques générales

Dans un sujet, il y a un certain nombre de questions qui consistent en l'application d'un "gros" théorème.

Il est évidemment rentable de les traiter correctement : elles rapportent des points, et permettent d'enchaîner avec les questions suivantes.

Par exemple, dans ce sujet, partie 2 (mais c'est typique des sujets avec de la thermodynamique) :

- ▶ Questions 16, 22 et 24 : il faut connaître et appliquer le *premier principe pour un écoulement*.
Rédaction :
 - ★ Le régime est stationnaire.
 - ★ Système ouvert {fluide en écoulement dans le ...}.
 - ★ On applique le premier principe entre l'entrée et la sortie : $\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p = w_i + q$. ★ On néglige certains termes et on exprime les autres ($\Delta h = c_p \Delta T$ par ex.).
- ▶ Question 23 : il faut connaître et appliquer la *loi de Laplace*.
Rédaction :
 - ★ Système {volume V de gaz}.
 - ★ Hypothèses : transformation adiabatique réversible, d'un gaz parfait.
 - ★ On a la loi de Laplace : $p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$, soit $p_1^\gamma T_1^\gamma = p_2^\gamma T_2^\gamma$.
- ▶ Question 21 : déterminer un titre massique avec une relation "des moments" du type $h_3 = x_l h_{4l} + x_v h_{4v}$.

Etude d'un congélateur

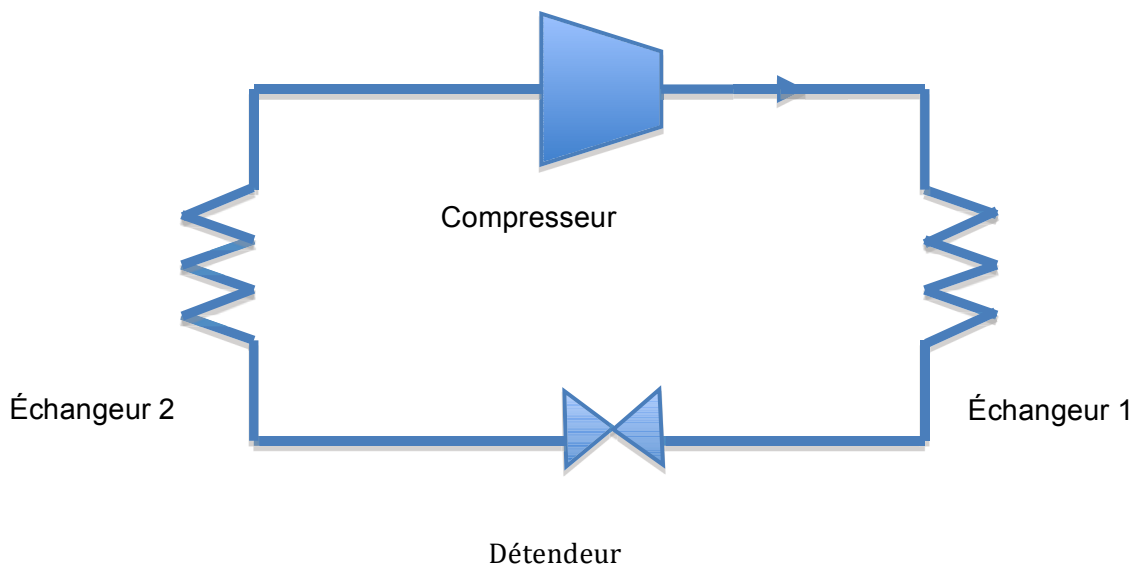
La première partie du problème est consacrée à l'étude des échanges énergétiques nécessaires au bon fonctionnement du congélateur d'un réfrigérateur et la seconde partie à l'étude du cycle thermodynamique décrit par le fluide du réfrigérateur permettant d'atteindre un bon C.O.P (coefficient de performance ou encore efficacité).

Dans le congélateur la température intérieure est maintenue à -10°C , été comme hiver. On considèrera que la température extérieure est 20°C en hiver et 30°C en été. Le fluide thermodynamique utilisé est le R134A dont les données figurent dans l'annexe 2. On considère, sauf mention explicite de l'énoncé, que le réfrigérateur fonctionne en régime permanent. Toutes les données numériques utiles sont regroupées en fin de problème.

Les candidats feront les arrondis qu'ils jugent nécessaires pour fournir des résultats numériques à un ou deux chiffres significatifs, ce dernier point étant laissé à l'initiative du candidat
Les calculs numériques entreront pour une part importante du barème.

I ÉTUDE DES ÉCHANGES ÉNERGÉTIQUES

Le fluide traverse un compresseur, un détendeur, un évaporateur et un condenseur, ces deux derniers éléments étant figurés par les échangeurs 1 ou 2 :



- 1) Pourquoi ce cycle constitue-t-il celui d'une machine ditherme réceptrice ?
- 2) Dans le cas d'un réfrigérateur, au contact de quel échangeur (condenseur ou évaporateur) doit se trouver le contenu du réfrigérateur ? Justifier.
- 3) L'évaporateur constitue-t-il l'échangeur 1 ou le 2 ? Justifier.
- 4) Quel est le rôle du condenseur ?
- 5) Faut-il abaisser ou augmenter la haute pression du cycle quand on passe de l'été à l'hiver ? Justifier.
- 6) Quelle en est la conséquence sur le COP ?

On s'intéresse à la puissance nécessaire au fonctionnement de ce réfrigérateur en régime permanent, en été, alors qu'il est à moitié rempli en volume par une masse $m=20$ kg d'aliments. On commence par évaluer la puissance perdue due au passage à l'état solide de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide à l'intérieur du congélateur lorsqu'on l'ouvre et le referme (condensation de la vapeur d'eau). On considère que, lors d'une ouverture-fermeture, tout l'air contenu dans le congélateur est renouvelé. Il faut aussi tenir compte de l'étanchéité imparfaite des compartiments. Pour cela, on estime que tout se passe comme si l'on ouvrait 40 fois par demi-journée (12h) le congélateur.

La quantité de vapeur d'eau présente dans l'air peut se caractériser par son humidité relative, H_R , rapport de la pression partielle de l'eau à sa pression de vapeur saturante à la même température, ou par son humidité absolue, H_A , rapport de la masse de vapeur d'eau exprimée en gramme présente dans un volume donné à la masse d'air sec de ce volume exprimé en kilogramme. Le diagramme de l'air humide est fourni en annexe 1 : il porte en ordonnée H_A , et en abscisse les températures. Les courbes obliques donnent la valeur de H_R . La courbe limitant le graphique à gauche correspond à la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air peut contenir sans qu'elle ne se condense. Lorsque l'air contient cette quantité de vapeur, on dit qu'il est saturé en humidité ou que son hygrométrie est de 100 %.

- 7) Sachant que le taux d'humidité relative moyen est de 60% en été, calculer H_A à partir des données fournies en fin d'énoncé. Vérifier cette valeur sur le diagramme de l'air humide fourni en annexe 1.
- 8) Sur ce même diagramme déterminer la température du point de rosée, température en dessous de laquelle la vapeur d'eau présente dans l'air humide se condense.
- 9) Calculer la perte de puissance, P_{eau} , que représente la condensation totale à l'état solide de la vapeur d'eau présente dans l'air ambiant l'été ? On fera le calcul en prenant la valeur de la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C. (On rappelle que le compartiment du congélateur est à moitié rempli).

Le problème n'est pas la puissance perdue mais la formation de givre qui découle de la condensation de la vapeur d'eau.

- 10) Pourquoi faut-il dégivrer régulièrement le congélateur ?

On cherche maintenant à évaluer les pertes dues à la conduction thermique. Le congélateur est capable de maintenir pendant 6h au maximum au-dessous de 0°C, sans décongélation, la température de 20 kg d'aliments en cas de panne de courant. On considère que la température de congélation des aliments est 0°C.

- 11) Calculer la puissance moyenne relative aux pertes par conduction thermique, P_{cond} .

On cherche enfin à trouver P_{cong} la puissance nécessaire à la congélation des aliments.

- 12) Calculer P_{cong} pour un congélateur capable de congeler les 20 kg de nourriture, initialement à 20°C, en 12h.
- 13) En déduire la puissance frigorifique globale nécessaire pour congeler les aliments et les maintenir à une température de - 10°C.

Pour la suite du problème on prendra une valeur de 200 W.

- 14) Pour une puissance du compresseur P supposée constante et une capacité thermique C du congélateur et de son contenu, montrer, en appliquant les principes de la thermodynamique à un ou plusieurs systèmes que l'on précisera clairement, que l'équation différentielle liant le temps t et température interne du congélateur, T , s'écrit en régime transitoire :

$$P dt = -C \left(\frac{T_{\text{ext}}}{T} - 1 \right) dT$$

dans le cas d'un air extérieur à la température constante T_{ext} et pour un fonctionnement réversible du congélateur.

15) Pour $T_{\text{ext}} = 30^{\circ}\text{C}$, en déduire la durée nécessaire pour atteindre le régime permanent, caractérisé par une température de -10°C , après une panne de courant qui aurait ramené à 0°C , sans décongélation des aliments, la température à l'intérieur du congélateur.

II ÉTUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

Les caractéristiques du cycle sont celles qui prévalent en été : la haute pression est alors réglée à 10,16 bar et la basse pression à 1,06 bar.

Dans le compresseur le fluide frigorigène arrive à l'état gazeux, sous basse pression et on considère la compression isentropique.

Dans le condenseur, les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), puis le fluide se condense. Le fluide liquide se refroidit encore de 10°C (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur. Les transformations y sont toutes supposées isobares.

Le détendeur est constitué d'un tuyau très fin, indéformable, qui ne reçoit pas de chaleur. Le fluide frigorigène s'y vaporise partiellement. La détente est adiabatique.

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore totalement ; le gaz formé est encore légèrement réchauffé, de 5°C (surchauffe). Les transformations y sont toutes supposées isobares.

L'écoulement du fluide à travers les différents organes est lent et stationnaire.

Le gaz est assimilé à un gaz parfait.

16) Montrer que la transformation dans le détendeur est isenthalpique

17) Dans le diagramme entropique (T,s), donner l'allure, en la justifiant, d'une isobare pour le liquide, le système diphasé, la vapeur.

18) Sur ce diagramme théorique :

- Tracer la courbe de saturation du fluide.

- Tracer en pointillé le cycle sans surchauffe ni sous-refroidissement et en trait plein le cycle avec surchauffe et sous-refroidissement.

On raisonne sur le cycle « réel » avec surchauffe et sous-refroidissement.

On note 1 l'état du fluide à l'entrée du compresseur, 2 l'état du fluide à la sortie du compresseur etc.

19) Préciser l'état physique du fluide pour chaque état.

20) En quoi la surchauffe et le sous-refroidissement constituent-ils des améliorations pour le fonctionnement du congélateur ?

21) En vous aidant des données de l'annexe 2 calculer le titre massique en vapeur à la sortie du détendeur (on assimilera le liquide sous-refroidi à du liquide saturant à la même température). On ne retiendra que le 1^{er} chiffre après la virgule.

22) Calculer la quantité de chaleur échangée par unité de masse du fluide dans l'évaporateur. Exprimez la variation d'entropie associée.

23) Proposer une méthode pour calculer la température T_2 atteinte en fin de compression isentropique. On trouve $T_2 \approx 60^{\circ}\text{C}$.

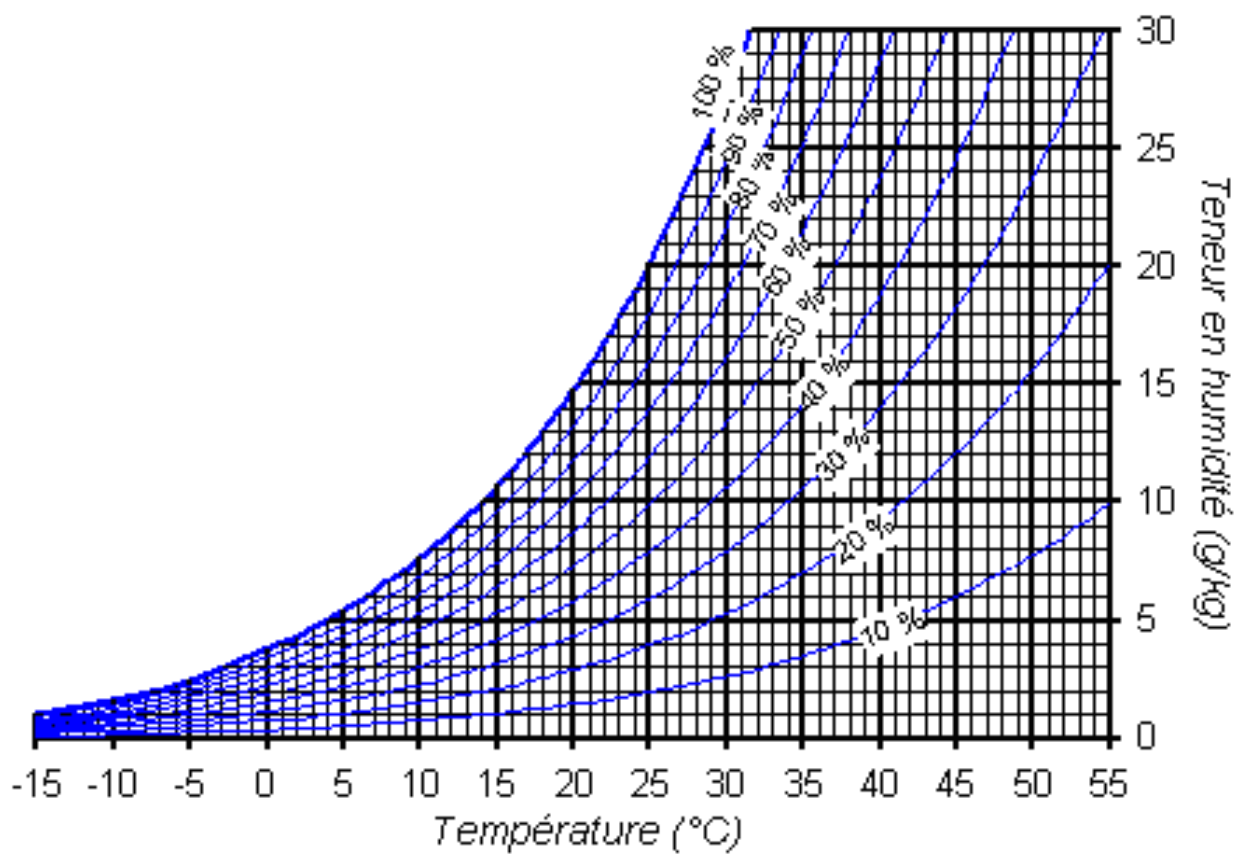
24) Calculer le travail massique indiqué reçu par le fluide dans le compresseur

25) Calculer la quantité de chaleur échangée par unité de masse du fluide dans le condenseur. (on assimilera le liquide sous-refroidi à du liquide saturant à la même température). Exprimer la variation d'entropie associée.

- 26) Exprimer la variation d'entropie massique associée à la détente. Peut-on prévoir son signe ?
- 27) Exprimer, puis calculer le COP de ce réfrigérateur. Le comparer à celui du cycle de Carnot qui fonctionnerait entre une source chaude à 30°C et une source froide à - 10°C. Conclure.
- 28) Montrer qu'abaisser la température de condensation permet de réaliser une économie. Pourquoi ne peut-on néanmoins abaisser trop cette température ?
- 29) Rappeler les principales étapes de la démonstration du premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts. (On ne demande pas la démonstration mais l'énonciation brève et rigoureuse des différentes hypothèses et étapes du raisonnement).
- 30) Donner la valeur théorique du débit massique de R134A pour maintenir un régime permanent à -10°C en tenant compte des pertes calculées au I.

Données numériques

- dimensions du congélateur : 20cmx50cmx50cm
 - pression atmosphérique $P_{atm} = 1013 \text{ mbar}$
 - pression saturante de l'eau à 30°C : $P_{sat} = 4000 \text{ Pa}$
 - chaleur latente massique de vaporisation de l'eau à 0°C : $l_v = 2500 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - chaleur latente massique de fusion de la glace à 0°C : $l_f = 300 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - chaleur latente massique de décongélation des aliments : $l_c = 250 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - capacité thermique massique de l'eau vapeur : $c_{vap} = 1410 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique massique de l'eau liquide : $c_l = 4200 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique massique de la glace : $c_s = 2100 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique massique de l'air sec : $c_a = 1000 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique massique des aliments décongelés: $c_{dec} = 3600 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique massique des aliments congelés : $c_{cong} = 1500 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
 - capacité thermique du congélateur $C = 5 \cdot 10^5 \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}$
 - masse molaire de l'eau $M_{eau} = 18 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$
 - masse molaire de l'air $M_{air} = 29 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$
 - masse volumique de l'air supposée constante entre 0° et 30° $\mu_{air} = 1,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
 - capacité thermique massique à pression constante du R134A $c_p = 800 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- $\text{Ln}(273/263) = 0,04$



ANNEXE 1

Tableau . Table de saturation du R134a.

Temp. θ [°C]	Pression absolue p [Bar]	Volume massique Liquide [dm ³ /kg]	Volume massique Vapeur [dm ³ /kg]	Masse volumique Liquide [kg/dm ³]	Masse volumique Vapeur [kg/m ³]	Enthalpie Liquide [kJ/kg]	Enthalpie Vapeur [kJ/kg]	Chaleur de Vaporis. [kJ/kg]	Entropie Liquide [kJ/(kg.K)]	Entropie Vapeur [kJ/(kg.K)]
-50,0	0,2948	0,693	604,615	1,4425	1,654	136,0	367,3	231,3	0,742	1,779
-45,0	0,3914	0,7	463,457	1,4284	2,158	142,3	370,5	228,2	0,770	1,770
-40,0	0,5122	0,707	360,036	1,4142	2,777	148,5	373,6	225,0	0,797	1,762
-35,0	0,6615	0,714	283,15	1,3998	3,532	154,9	376,7	221,8	0,824	1,755
-30,0	0,8436	0,722	225,21	1,3853	4,44	161,2	379,7	218,5	0,850	1,749
-25,0	1,0635	0,73	180,995	1,3706	5,525	167,6	382,8	215,2	0,876	1,743
-20,0	1,3265	0,738	146,855	1,3557	6,809	174,0	385,8	211,8	0,901	1,738
-15,0	1,6381	0,746	120,204	1,3406	8,319	180,4	388,8	208,4	0,927	1,734
-10,0	2,0041	0,755	99,186	1,3252	10,082	186,9	391,7	204,8	0,951	1,730
-5,0	2,4309	0,764	82,45	1,3095	12,129	193,4	394,4	201,2	0,976	1,726
0,0	2,9247	0,773	69,005	1,2934	14,492	200,0	397,4	197,4	1,000	1,723
5,00	3,4924	0,783	58,111	1,277	17,209	206,6	400,2	193,6	1,024	1,720
10,0	4,1411	0,794	49,214	1,2601	20,32	213,3	403,0	189,6	1,048	1,717
15,0	4,8779	0,805	41,893	1,2427	23,87	220,1	405,6	185,5	1,071	1,715
20,0	5,7105	0,816	35,827	1,2248	27,912	227,0	408,2	181,3	1,095	1,713
25,0	6,6467	0,829	30,766	1,2063	32,503	233,9	410,8	176,8	1,118	1,711
30,0	7,6946	0,842	26,517	1,1872	37,712	241,0	413,2	172,2	1,141	1,709
35,0	8,8626	0,857	22,927	1,1673	43,617	248,1	415,6	167,4	1,164	1,707
40,0	10,1593	0,872	19,876	1,1465	50,313	255,4	417,8	162,4	1,187	1,706
45,0	11,5939	0,889	17,268	1,1248	57,911	262,9	419,9	157,0	1,210	1,704
50,0	13,1757	0,907	15,026	1,1019	66,551	270,5	421,9	151,3	1,234	1,702

R134a

Ref :D.P.Wilson & R.S.Basu, ASHRAE TRANSACTIONS 1988, Vol. 94 part 2.

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

