

Sujet de Physique

◆ 1998

SYSTEME DE REFRIGERATION A COMPRESSION ETAGEE

Pour améliorer la performance d'un système de réfrigération fonctionnant sur une vaste gamme de température, on utilise le principe de la compression étagée.

Un système de réfrigération idéal fonctionnant sur ce principe est décrit sur la **figure 1** jointe. Le diagramme représentant la pression p du fluide frigorigène utilisé en fonction de son enthalpie massique h est joint au sujet. (**Annexe 1**).

Description du système :

point 1 : Le fluide frigorigène sort du condenseur à l'état de liquide saturé à $t_1 = +38\text{ °C}$ et $p_1 = 10$ bars

du point 1 au point 2 : Le fluide est détendu par étranglement dans le détendeur (a) jusqu'à la température $t_2 = -20\text{ °C}$

du point 2 aux points 3 et 3' : Dans le séparateur, à -20 °C , le liquide est séparé de la vapeur

du point 3 au point 4 : Le liquide est ensuite détendu dans le détendeur (b) jusqu'à la température de l'évaporateur $t_4 = -60\text{ °C}$.

du point 4 au point 5 : Le fluide traverse l'évaporateur et sort au point 5 à l'état de vapeur saturée

du point 5 au point 6 : La vapeur sortant de l'évaporateur à $t_5 = -60\text{ °C}$ est comprimée dans le compresseur (a) jusqu'à la pression commune aux points 2 ; 3 ; 3'

aux points 6 ; 3' ; 7 : Cette vapeur (point 6) est ensuite mélangée avec la vapeur (point 3') sortant du séparateur

du point 7 au point 8 : L'ensemble est comprimé dans le compresseur (b) jusqu'à la pression $p_8 = 10$ bars.

Hypothèses :

Les deux compresseurs, les deux détendeurs, le séparateur, le mélangeur, les canalisations sont tous supposés parfaitement calorifugés.

Les pertes de charge dans l'installation sont négligeables.

Les transformations du fluide dans les compresseurs sont supposées isentropiques.

Les détenteurs dans les détendeurs sont isenthalpiques.

QUESTIONS

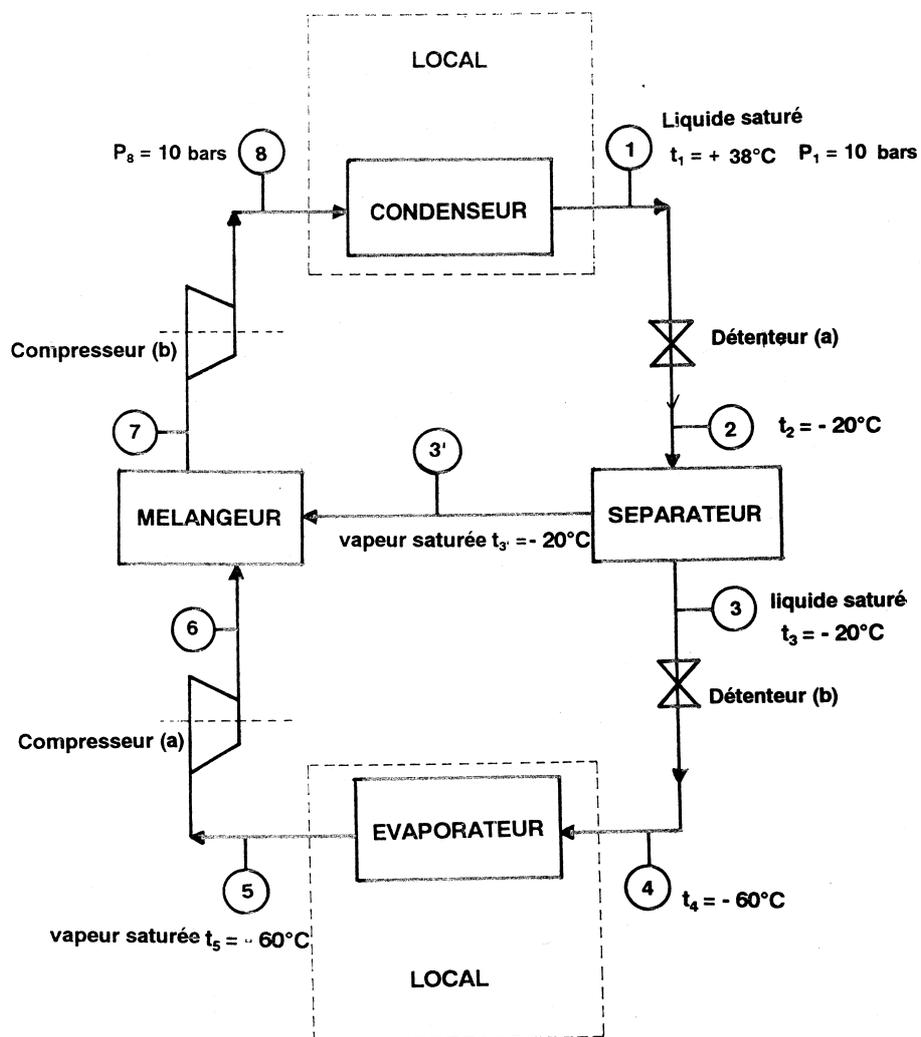
- 1) Etude du détendeur (a) : Transformation 1 \rightarrow 2.
 - 1.1) Placer le point 1 sur le diagramme du fluide frigorigène utilisé (se reporter à l'**annexe 1**). En déduire l'enthalpie massique h_1 du fluide.
 - 1.2) En appliquant le premier principe de la thermodynamique au détendeur, déterminer la valeur de l'enthalpie massique h_2 du fluide au point 2.
Placer le point 2 sur le diagramme et relever les valeurs de la pression p_2 et la fraction massique de gaz x_2 au point 2.
- 2) Etude du séparateur : points 2 ; 3 ; 3'.
Placer sur le diagramme les points 3 et 3'.
Relever les valeurs des enthalpies massiques h_3 et $h_{3'}$.
- 3) Etude du détendeur (b) : Transformation 3 \rightarrow 4.
 - 3.1) A l'aide du premier principe, déterminer la valeur de l'enthalpie massique du fluide h_4 au point 4.
 - 3.2) Placer le point 4 sur le diagramme et en déduire par lecture la valeur de la fraction massique de gaz x_4 au point 4.
- 4) Etude de l'évaporateur : Transformation 4 \rightarrow 5.
 - 4.1) Placer le point 5 sur le diagramme et en déduire la valeur de l'enthalpie massique du fluide h_5 au point 5.
 - 4.2) En appliquant le premier principe à l'évaporateur, déterminer la valeur de la chaleur massique échangée par le fluide, q_{45} .
- 5) Etude du compresseur (a) : Transformation 5 \rightarrow 6.
 - 5.1) Placer le point 6 sur le diagramme et en déduire la valeur de l'enthalpie massique du fluide h_6 au point 6.
 - 5.2) A l'aide du premier principe, déterminer la valeur du travail massique w_{56} échangé par le fluide à la traversée du compresseur (a).
- 6) Etude du compresseur (b) : Transformation 7 \rightarrow 8.
On prendra pour la suite $h_7 = 396 \text{ k.J.kg}^{-1}$ et $t_7 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$ (h_7 et t_7 enthalpie massique et température correspondantes au point 7)
 - 6.1) Placer les points 7 et 8 sur le diagramme et en déduire la valeur de l'enthalpie massique h_8 du fluide au point 8.
 - 6.2) En appliquant le premier principe de la thermodynamique, déterminer w_{78} travail massique échangé par le fluide, lors de cette transformation.
- 7) Etude du condenseur : Transformation 8 \rightarrow 1.
En appliquant le premier principe, déterminer la chaleur massique échangée par le fluide q_{81} .
- 8) Bilan énergétique de l'installation.
 - 8.1) Pour 1 kg de fluide arrivant au séparateur, calculer le travail total reçu par le fluide au cours d'un cycle.
Attention ! Seulement une partie du fluide traverse le compresseur (a).
 - 8.2) Sachant que le but de l'installation est de refroidir un local, donner la définition de l'efficacité de l'installation encore appelée coefficient de performance $\text{COP}_{\text{réel}}$, puis la calculer.

8.3) Système de réfrigération fonctionnant suivant le cycle de Carnot :
 Calculer l'efficacité d'un système de réfrigération idéal fonctionnant
 suivant le cycle de Carnot (COP_{Carnot}) entre les mêmes températures
 extrêmes $+38\text{ °C}$ et -60 °C .

En déduire le rendement de l'installation défini ci-après : $\eta = \frac{COP_{réel}}{COP_{Carnot}}$.

Commenter le résultat.

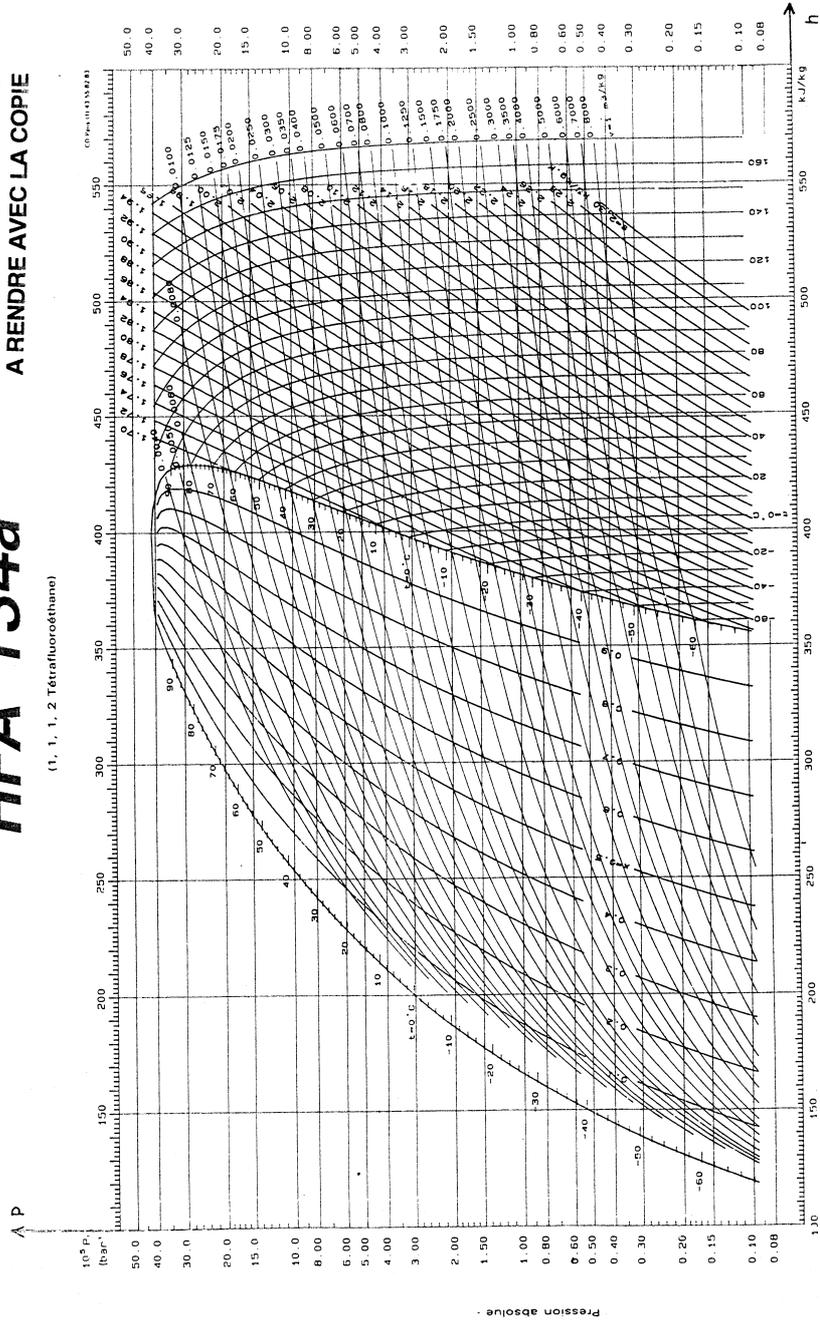
Figure 1



Annexe 1

HFA 134a
 (1, 1, 1, 2 Tétrfluoroéthane)

DOCUMENT REPONSE
 A RENDRE AVEC LA COPIE



Enthalpie massique -

Correction

1.

1.1) Les différents domaines d'existence du fluide (L : liquide ; V : vapeur ; L + V : liquide + vapeur) sont indiqués sur le diagramme (pression, enthalpie).

Au point 1 de l'installation, le fluide frigorigène est à l'état de liquide de saturation ; Le point représentatif de cet état se situe donc sur la courbe d'ébullition (partie de la courbe de saturation côté liquide) à l'intersection de l'isotherme $t = +38\text{ °C}$ et de l'isobare $p = 10\text{ bar}$.

La valeur de l'enthalpie massique relevée sur le diagramme (p,h) du fluide est :

$$h_1 = 254\text{ kJ.kg}^{-1}.$$

1.2) *Note* : Sur le schéma représentant l'installation étudiée, il faut lire détenteur et non pas détendeur.

On écrit le premier principe de la thermodynamique (l'énoncé le demande) pour le fluide en écoulement permanent (débit-masse supposé constant) pour la transformation 1 \rightarrow 2 :

$$\Delta(h + e_C + e_{p,p}) = (w_m)_{12} + q_{12}$$

Puis, on néglige *pour tout le problème* les variations d'énergie cinétique massique e_C et d'énergie potentielle de pesanteur massique $e_{p,p}$ devant la variation d'enthalpie massique h , ce qui permet d'écrire :

$$\Delta h = (w_m)_{12} + q_{12}$$

Le détenteur ne contient pas de parties mobiles donc $(w_m)_{12} = 0$.

Le détenteur est parfaitement calorifugé donc $q_{12} = 0$.

On obtient donc : $\Delta h = 0$ c'est-à-dire :

$$h_2 = h_1$$

$$h_2 = 254\text{ kJ.kg}^{-1}.$$

Remarque :

Il est possible d'obtenir le résultat précédent plus rapidement puisque la transformation 1 \rightarrow 2 est une détente isenthalpique, c'est-à-dire se faisant à enthalpie constante donc : $h_2 = h_1$.

L'état du fluide correspondant au point 2 de l'installation se situe à l'intersection de l'isotherme $t = -20\text{ °C}$ et de l'isenthalpe $h = 254\text{ kJ.kg}^{-1}$. Le point 2 appartient au domaine {L + V}.

Par lecture du diagramme (p,h) :

la pression au point 2 est $p_2 = 1,4\text{ bar}$ et le titre en vapeur, lu sur le diagramme pression-enthalpie, au point 2 est :

$$x_2 = 0,38.$$

2) Grâce au séparateur, il est possible d'obtenir, à la température $t = -20\text{ °C}$ et à la pression $p = 1,4\text{ bar}$, le liquide de saturation (point 3 de l'installation et la vapeur saturante sèche (point 3' de l'installation).

Les points 3 et 3' se placent donc respectivement sur la courbe de saturation côté liquide (courbe d'ébullition) et côté vapeur (courbe de rosée).

Les valeurs des enthalpies massiques sont relevées sur le diagramme (p,h) :

$$h_3 = 175 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ et } h_{3'} = 386 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

3.

3.1) La transformation $3 \rightarrow 4$ du fluide dans le détendeur (b) est du même type que celle s'effectuant dans le détendeur (a). Par un raisonnement analogue à celui de question 1.2), on écrit :

$$\Delta h = (w_m)_{34} + q_{34}$$

Le détendeur ne contient pas de parties mobiles : $(w_m)_{34} = 0$.

Le détendeur est parfaitement calorifugé : $q_{34} = 0$.

Donc : $\Delta h = 0$ soit :

$$\boxed{h_3 = h_4}$$

$$h_4 = 175 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

3.2) L'état du fluide correspondant au point 4 de l'installation se situe cette fois à l'intersection de l'isotherme $t = -60\text{ °C}$ (donnée de l'énoncé) et de l'enthalpie $h = 175 \text{ kJ.kg}^{-1}$. Le point 4 appartient également au domaine $\{L + V\}$.

Sur le diagramme (p,h), le titre en vapeur au point 4 est :

$$x_4 = 0,20.$$

4.

4.1) La transformation $4 \rightarrow 5$ s'effectuant dans l'évaporateur correspond à la vaporisation de la fraction de liquide présente au point 4 (à la température constante de -60 °C). L'état du fluide correspondant au point 5 de l'installation se situe sur la courbe de rosée du fluide (courbe de saturation côté vapeur).

L'enthalpie massique lue sur le diagramme (p, h) est :

$$h_5 = 360 \text{ kJ.kg}^{-1}.$$

4.2) L'application du premier principe de la thermodynamique à la transformation $4 \rightarrow 5$ donne :

$$\Delta h = (w_m)_{45} + q_{45}$$

Or l'évaporateur ne contient pas de parties mobiles donc $(w_m)_{45} = 0$.

La chaleur massique échangée par le fluide est donc :

$$\boxed{q_{45} = h_5 - h_4}$$

Application numérique : $q_{45} = 360 - 175 = 185 \text{ kJ.kg}^{-1} > 0$ (l'unité de masse de fluide reçoit cette énergie du milieu extérieur).

5.

5.1) Lors de son passage dans le compresseur (a), le fluide à l'état de vapeur saturante sèche subit une compression isentropique (à entropie s constante). La pression p_6 en sortie de compresseur est la pression commune aux points 2 ; 3 ; 3' c'est-à-dire 1,4 bar ;

L'état du fluide correspondant au point 6 de l'installation est à l'intersection de l'isentrope $s = 1,80 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (entropie massique au point 5) et de l'isobare $p = 1,4 \text{ bar}$.

La valeur de l'enthalpie massique relevée en ce point est :

$$h_6 = 402 \text{ kJ.kg}^{-1}.$$

5.2) On applique le premier principe de la thermodynamique à la transformation $5 \rightarrow 6$:

$$\Delta h = (w_m)_{56} + q_{56}$$

Cette transformation étant isentropique, c'est-à-dire adiabatique (et réversible), la chaleur massique mise en jeu dans cette transformation est nulle : $q_{56} = 0$, donc : $\Delta h = (w_m)_{56}$.

Le travail massique échangé par le fluide dans cette transformation est :

$$(w_m)_{56} = h_6 - h_5$$

Application numérique : $(w_m)_{56} = 402 - 360 = 42 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

6.

6.1) L'état du fluide correspondant au point 7 de l'installation est à l'intersection de l'isenthalpe $h = 396 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et de l'isotherme $t = -8 \text{ }^\circ\text{C}$, d'après les données de l'énoncé.

Le fluide à l'état de vapeur sèche au point 7 subit une compression isentropique en traversant le compresseur (b). La pression p_8 en sortie de compresseur est également la pression à l'entrée du condenseur c'est-à-dire 10 bar.

L'état du fluide correspondant au point 8 de l'installation se trouve donc à l'intersection de l'isentrope $s = 1,77 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (entropie massique au point 7) et de l'isobare $p = 10 \text{ bar}$.

La valeur de l'enthalpie massique relevée en ce point est :

$$h_8 = 438 \text{ kJ.kg}^{-1}.$$

6.2) La transformation $7 \rightarrow 8$ du fluide dans le compresseur (b) est du même type que celle s'effectuant dans le compresseur (a). Par un raisonnement analogue à celui de question 5), on écrit :

$$\Delta h = (w_m)_{78} + q_{78}$$

Or $q_{78} = 0$ car la transformation est isentropique donc adiabatique, donc :

$$(w_m)_{78} = h_8 - h_7$$

Application numérique : $(w_m)_{78} = 438 - 396 = 42 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

7) Le passage du fluide dans le condenseur (transformation 8→1) correspond au refroidissement de la vapeur (jusqu'à sa température de changement d'état à la pression $p = 10$ bar) suivi de la condensation de la vapeur qui retrouve l'état physique du point 1 de l'installation. (Le cycle est bouclé).

L'application du premier principe de la thermodynamique à la transformation 8→1 donne :

$$\Delta h = (w_m)_{81} + q_{81}$$

Or, le condenseur ne contient pas de parties mobiles donc $(w_m)_{81} = 0$.

La chaleur massique échangée est donc $q_{81} = \Delta h$:

$$q_{81} = h_1 - h_8$$

Application numérique : $q_{81} = 254 - 438 = -184 \text{ kJ.kg}^{-1} < 0$ (l'unité de masse de fluide cède cette énergie au milieu extérieur).

8.

8.1) Par hypothèse, on considère 1 kg de fluide à l'entrée du séparateur (point 2). Le titre en vapeur au point 2 étant $x_2 = 0,38$, la masse de fluide se dirigeant vers le compresseur (a) est égale à $(1 - x_2)$ c'est-à-dire 0,62 kg. Pour

rappel, $x_2 = \frac{\text{masse de vapeur dans l'état 2}}{\text{masse totale de fluide dans l'état 2}}$.

Le travail $(W_m)_{56}$ reçu par la masse $(1 - x_2)$ de fluide des parties mobiles du compresseur (a) est :

$$(W_m)_{56} = (1 - x_2) (w_m)_{56}$$

Remarque : $(w_m)_{56}$ représente le travail massique c'est-à-dire le travail échangé entre 1 kg de fluide et les parties mobiles du compresseur.

A la sortie du mélangeur (point 7 de l'installation), la masse de fluide se dirigeant vers le compresseur (b) est égale à 1 kg, donc le travail $(W_m)_{78}$ reçu par 1 kg de fluide des parties mobiles du compresseur (b) est :

$$(W_m)_{78} = (w_m)_{78}$$

Au total, le travail reçu par le fluide au cours d'un cycle de transformations est :

$$W_{\text{total}} = (W_m)_{56} + (W_m)_{78}$$

Application numérique : $W_{\text{total}} = ((1 - 0,38) \times 42) + 42 = 68 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

8.2) Le but de l'installation est de refroidir un local ; En traversant l'évaporateur, le fluide reçoit de l'énergie thermique prélevée dans le local dans lequel se situe cet évaporateur ce qui peut conduire au refroidissement du local.

Par définition, l'efficacité (ou coefficient de performance : COP) de cette installation (frigorigène) est, lors d'un cycle :

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\text{énergie thermique reçue du local à refroidir}}{\text{énergie dépensée pour y parvenir}}$$