

# Étude expérimentale et théorique d'une pompe à chaleur, bilan énergétique et bilan entropique

Carole Coufort, Vaitea Pambrun, Jean-Noël Foussard et Stéphane Mathé

**Résumé** Cet article présente une application des deux premiers principes de la thermodynamique à un système ouvert en régime stationnaire. Les bilans énergétiques et entropiques sont établis au compresseur, au condenseur, à la vanne de détente et à l'évaporateur d'une pompe à chaleur de type air-eau dont le cycle de fonctionnement est représenté sur un diagramme enthalpique. Les résultats obtenus à partir des relevés de la température et de la pression du fluide frigorigène en chaque point du cycle pour dix conditions de fonctionnement permettent de mettre en évidence l'influence des divers paramètres sur le coefficient de performance de l'installation.

**Mots-clés** **Pompe à chaleur, coefficient de performance, diagramme enthalpique, bilan énergétique, production d'entropie, irréversibilité des transformations.**

**Abstract** **Experimental and theoretical study of a heat pump, energetic and entropic balances**  
This paper deals with an application of both first and second laws of thermodynamics to a steady-state open system. The energy and entropy balances are calculated for the compressor, the condenser, the depressurized valve and the evaporator of a heat pump. Heat sources of this apparatus are air and water. The thermodynamic cycle of the engine is represented on an enthalpic diagram. From the measurements of temperature and pressure of the refrigerant fluid all cycle long and for ten different operating conditions, several parameters have been identified to affect the coefficient of performance of the process.

**Keywords** **Heat pump, coefficient of performance, enthalpic diagram, energy balance, entropy production, non-reversibility.**

Cet article illustre une application du premier et du deuxième principe de la thermodynamique aux systèmes ouverts en régime stationnaire. Les bilans énergétiques et entropiques sont utilisés pour analyser le fonctionnement d'une pompe à chaleur air/eau à compression mécanique. Cette étude théorique et expérimentale est proposée aux étudiants de 1<sup>ère</sup> année (bac + 1) de l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse. La manipulation illustre une partie du cours sur la thermodynamique des systèmes physico-chimiques. Ses objectifs sont de comprendre le principe du cycle thermodynamique qui permet le passage de la chaleur d'une source froide vers une source chaude, d'analyser ce cycle au moyen des diagrammes thermodynamiques, de familiariser les étudiants avec l'application du bilan d'énergie des systèmes en régime stationnaire et de mettre en évidence les sources d'irréversibilité qui sont à l'origine de la limitation des performances de l'installation. Cette manipulation qui met en œuvre un moyen de chauffage original de plus en plus utilisé par les particuliers et les industriels suscite un intérêt manifeste de la part des étudiants.

## Partie théorique

### Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur est une machine thermodynamique qui permet de prélever de la chaleur à une source froide

(environnement extérieur) et d'en donner à une source chaude (local que l'on souhaite chauffer). Cet échange de chaleur s'effectue grâce à un fluide frigorigène (le dichlorodifluorométhane  $\text{CCl}_2\text{F}_2$  ou R12 ou fréon pour l'appareillage utilisé [1]). Le deuxième principe de la thermodynamique montre que ce transfert ne peut pas avoir lieu de façon spontanée sans apport d'énergie mécanique. Le diagramme de phase du corps pur présenté sur la *figure 1* dans le cas du

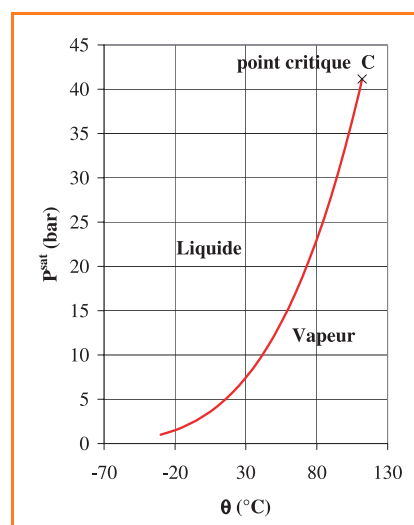


Figure 1 - Diagramme d'équilibre liquide-vapeur du  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ .

dichlorodifluorométhane montre que la pression de l'équilibre liquide-vapeur est une fonction croissante de la température. Quand la pression est supérieure à la pression de l'équilibre liquide-vapeur (ou pression de vapeur saturante) pour une température donnée, le composé est dans l'état liquide alors qu'il se trouve à l'état vapeur quand la pression est inférieure à celle d'équilibre. Il est dès lors possible dans une zone haute pression de faire passer ce fluide frigorigène de l'état vapeur à l'état liquide même si la température est élevée et *a contrario* dans une zone basse pression de l'évaporer même si la température est basse. Ces changements d'état du fluide sont à l'origine des échanges de chaleur.

La liquéfaction, ou condensation liquide, a donc lieu à haute pression dans un échangeur de chaleur appelé condenseur. Au cours de cette étape exothermique, le fluide frigorigène cède de l'énergie à la source chaude. Plus la pression est élevée, plus cet échange de chaleur peut être réalisé à haute température. L'évaporation a lieu à basse pression dans un échangeur de chaleur appelé évaporateur. Durant cette étape endothermique, le fluide frigorigène prélève de l'énergie à la source froide. Plus la pression est basse, plus la température de la source froide peut être faible. Ainsi, pour un fluide frigorigène donné, la pression de l'étage haute pression est imposée par la température de la source chaude et celle de l'étage basse pression par la température de la source froide.

L'augmentation de pression entre l'évaporateur et le condenseur et la circulation du fluide sont assurées par un compresseur. La diminution de pression entre le condenseur et l'évaporateur est réalisée au moyen d'un détendeur appelé vanne de détente. Le schéma de principe de la pompe à chaleur utilisée est donné *figure 2*. Cette pompe à chaleur est de type air-eau car la chaleur nécessaire à l'évaporation du fluide frigorigène est prélevée à l'air ambiant alors que la chaleur est cédée lors de la liquéfaction du fluide à de l'eau qui dans une installation domestique circulera dans le plancher chauffant ou dans les radiateurs du local à chauffer.

La consommation d'énergie non gratuite est celle utilisée par le compresseur alimenté en énergie électrique. L'intérêt

économique d'une pompe à chaleur est essentiellement inhérent au fait que la quantité d'énergie cédée à la source chaude (local que l'on désire maintenir à un certain niveau de température) est bien supérieure à la quantité d'énergie électrique consommée par le compresseur. Pour quantifier cet intérêt économique, les constructeurs de pompe à chaleur utilisent la notion de coefficient de performance de l'installation. Ce coefficient de performance, ou COP, est défini par le rapport entre l'énergie cédée à la source chaude et l'énergie électrique consommée.

### Bilan d'énergie des systèmes en régime stationnaire

Le fonctionnement de l'installation est étudié en régime stationnaire, ce qui signifie que l'ensemble des paramètres caractéristiques (température, pression, débit) ne dépendent pas du temps une fois que ce régime est instauré. L'équation qui traduit le bilan d'énergie d'une installation en régime stationnaire comportant  $n'$  sorties (indice « s ») et  $n$  entrées (indice « e ») est établie dans le cours de thermodynamique de 1<sup>ère</sup> année [2], puis réutilisée en 2<sup>e</sup> année au sein de la pré-orientation ingénierie chimique, biochimique et environnementale. Elle est donnée par l'équation (1) :

$$\left[ \sum_1^{n'} \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} \omega_s^2 + gz_s \right) \right]_{\text{sortie}} - \left[ \sum_1^n \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} \omega_e^2 + gz_e \right) \right]_{\text{entrée}} = \dot{W}_F + \dot{W}_U + \dot{Q} \quad (1)$$

avec  $\dot{m}_s$  : débit massique en composé à la sortie ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ;  
 $\dot{m}_e$  : débit massique en composé à l'entrée ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ;  
 $h$  : enthalpie massique du composé considéré ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) ;  
 $\omega$  : vitesse linéaire moyenne du composé considéré ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ;  
 $g$  : accélération de la pesanteur ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ) ;  
 $z$  : altitude du composé (m) ;  $\dot{W}_F$  : puissance-travail mécanique échangée entre le système et l'extérieur ( $\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ;  $\dot{W}_U$  : puissance-travail utile échangée entre le système et l'extérieur ( $\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$ ) [3] ;  
 $\dot{Q}$  : puissance-chaleur échangée entre le système et l'extérieur ( $\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

L'absence d'accumulation liée au régime stationnaire conduit à :

$$\sum_1^{n'} \dot{m}_s = \sum_1^n \dot{m}_e$$

Dans le cas particulier de l'installation considérée, les variations de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle sont négligeables (vitesses faibles et peu de variation d'altitude), ce qui conduit à la forme simplifiée suivante :

$$\left[ \sum_1^{n'} \dot{m}_s h_s \right]_{\text{sortie}} - \left[ \sum_1^n \dot{m}_e h_e \right]_{\text{entrée}} = \dot{W}_F + \dot{W}_U + \dot{Q} \quad (2)$$

Pour établir le bilan énergétique sur un élément, il suffit de disposer de l'enthalpie massique du fluide aux entrées et aux sorties de l'élément étudié. Ceci amène à introduire la notion de diagramme enthalpique qui donne l'évolution de l'enthalpie en fonction notamment de la température et de la pression. Ce diagramme sera présenté après avoir introduit la notion de bilan entropique.

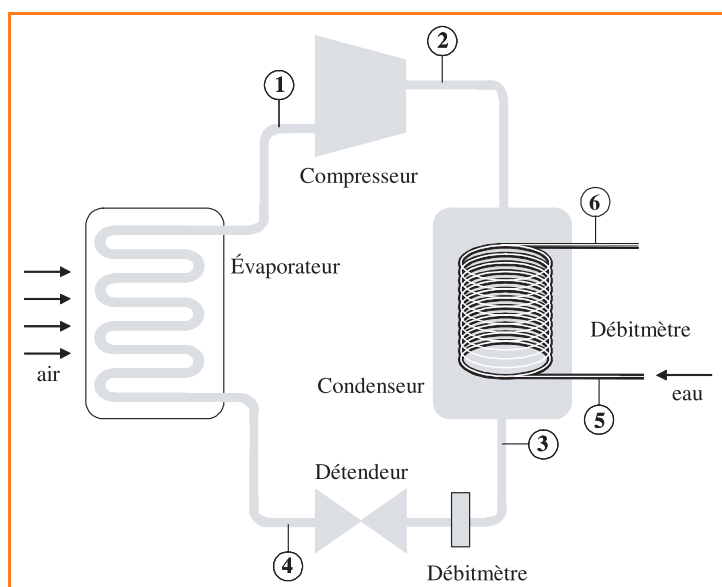


Figure 2 - Schéma de principe de la pompe à chaleur.

### Bilan entropique : irréversibilité des transformations réelles

Lors d'une transformation élémentaire, le bilan entropique d'un système fermé s'écrit :

$$dS = \delta S_e + \delta \sigma \quad (3)$$

avec  $dS$  : variation élémentaire de l'entropie du système ( $J.K^{-1}$ ) ;  $\delta S_e = \delta Q/Te$  : contribution à la variation d'entropie du système liée à l'échange de la quantité de chaleur  $\delta Q$  entre le système et l'extérieur dont la température exprimée en kelvin est  $Te$  ;  $\delta \sigma$  : production d'entropie liée à des opérations internes aux systèmes. Cette production d'entropie est selon le deuxième principe de la thermodynamique toujours positive ou nulle :  $\delta \sigma \geq 0$ . Ce principe traduit le fait que les transformations spontanées, donc irréversibles, ont lieu dans le sens d'une perte de qualité ou de niveau de l'énergie.

Par extension, la production d'entropie  $\sigma$  est associée au degré d'irréversibilité de la transformation considérée. Plus la production d'entropie est importante, plus le système est le siège d'irréversibilités qui contribuent à dégrader son énergie, ce qui réduit d'autant les performances de l'installation considérée.

Pour un système ouvert en régime stationnaire en contact thermique avec  $j$  environnements dont la température  $Te_i$  est constante, la production d'entropie  $\sigma$ , exprimée en  $J.K^{-1}.s^{-1}$ , est :

$$\sigma = \sum_1^{n'} \dot{m}_s s_s - \sum_1^n \dot{m}_e s_e - \sum_1^j \frac{\dot{Q}_i}{Te_i} \quad (4)$$

### Diagramme enthalpique des fluides réels

Le bilan d'énergie des systèmes ouverts en régime stationnaire nécessite de connaître la valeur des enthalpies spécifiques des fluides véhiculés pour l'ensemble des entrées et des sorties du système étudié. Ces enthalpies spécifiques peuvent être obtenues grâce aux diagrammes enthalpiques des fluides qui présentent en ordonnée la pression et en abscisse l'enthalpie massique du fluide. Sur ces diagrammes sont aussi représentées d'autres variables thermodynamiques fondamentales : la température, l'entropie massique, le volume massique et le titre vapeur.

Ce diagramme n'est en général représenté que dans la zone fluide (liquide et vapeur) du composé, c'est-à-dire pour des températures supérieures à sa température de fusion ( $-158^\circ C$  sous  $P = 1 \text{ atm.}$  pour le  $CCl_2F_2$ ). L'état solide n'y apparaît donc pas.

La figure 3 montre le diagramme enthalpique du  $CCl_2F_2$  sur lequel est représentée sa courbe de saturation (LCV). La partie LC de cette courbe est appelée courbe d'ébullition tandis que la partie CV est appelée courbe de rosée. Le point C est le point critique du composé. Pour le  $CCl_2F_2$ , les caractéristiques de C sont une température critique  $\theta_C = 111,8^\circ C$  et une pression critique  $P_C = 41,2 \text{ bar}$ . En ce point critique, les phases liquide et vapeur ne présentent plus aucune différence. Quand la température est supérieure à  $\theta_C$ , le fluide est dans un état appelé état supercritique ; il est alors impossible de faire apparaître deux phases. A gauche de sa courbe d'ébullition, le fluide est dans l'état liquide sous refroidi (car sa température est inférieure à celle du liquide saturé à la même pression). A droite de sa courbe de rosée, le fluide est dans l'état vapeur surchauffée (sa

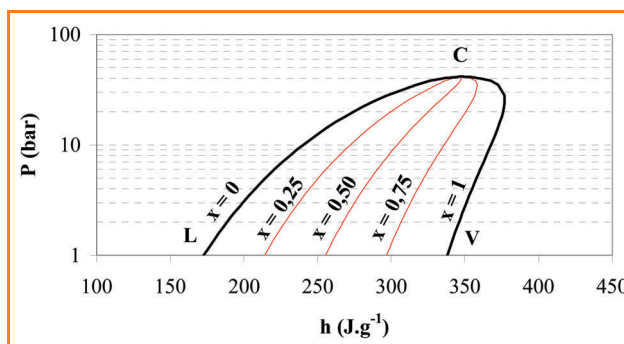


Figure 3 - Diagramme enthalpique : tracé des isocompositions.

température est supérieure à celle de la vapeur saturée pour la même pression). A l'intérieur de la courbe de saturation, le fluide est constitué par un mélange de liquide saturé et de vapeur saturée. La fraction de vapeur saturée,  $x$ , est représentée par les courbes d'isocomposition. Sur la partie LC de la courbe de saturation,  $x = 0$ , tandis que sur sa partie CV,  $x = 1$ . Sur la figure 3, les isocompositions  $x = 0,25 ; 0,50$  et  $0,75$  sont représentées. Pour tout point situé à l'intérieur de la courbe de saturation à la température  $T$ , l'enthalpie du mélange de liquide saturé et de vapeur saturée est reliée à la fraction vapeur selon :

$$h_{(T,x)} = x h_T^{V, \text{sat}} + (1-x) h_T^{L, \text{sat}}$$

Cette équation bilan est aussi appelée règle des moments.

Sur la figure 4, quatre isothermes sont représentées :  $-25^\circ C$ ,  $0^\circ C$ ,  $50^\circ C$  et  $90^\circ C$ . L'enthalpie d'un liquide dont la température est éloignée de sa température critique étant peu dépendante de sa pression, les isothermes  $-25^\circ C$ ,  $0^\circ C$  et  $50^\circ C$  sont pratiquement des verticales dans le domaine du liquide. A l'intérieur de la courbe de saturation, les isothermes sont des horizontales (la présence de deux phases conduit à une variance égale à 1, ce qui signifie que la pression ne dépend que de la température). La pression de l'équilibre est appelée pression de vapeur saturante du fluide à la température  $\theta_1$  ( $P_1 = P_{\theta_1}^{\text{sat}}$ ). A droite de la courbe de rosée, l'enthalpie de la vapeur augmente quand la pression diminue, puis devient constante à basse pression car la vapeur se comporte alors comme un gaz parfait.

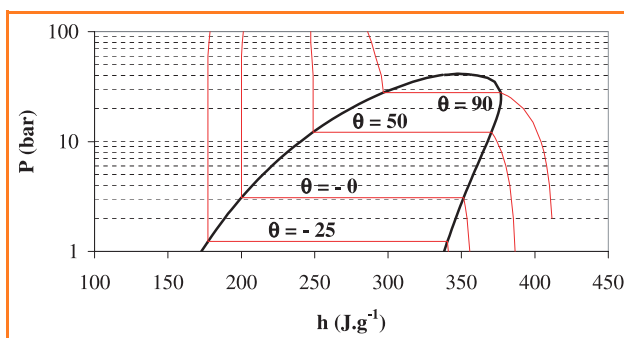


Figure 4 - Diagramme enthalpique : tracé des isothermes ( $^\circ C$ ).

L'isotherme  $90^\circ C$ , proche de l'isotherme critique, présente par rapport aux isothermes précédentes les différences suivantes :

- l'enthalpie du liquide diminue légèrement quand la pression augmente ;

– l'écart entre l'enthalpie dans l'état gaz parfait (à faible pression) et l'enthalpie dans l'état de vapeur saturée est plus important.

A température donnée, la différence entre l'enthalpie de la vapeur saturée et celle du liquide saturé est appelée chaleur latente de vaporisation du liquide :

$$L_{\text{vap}\theta_1} = h_{\theta_1}^{\text{V, sat}} - h_{\theta_1}^{\text{L, sat}}$$

Quand la température s'élève, cette chaleur latente de vaporisation diminue pour devenir nulle à la température critique du fluide.

Sur la *figure 5*, nous avons représenté les isentropes 0,9 ; 1,2 ; 1,5 ; 1,6 et 1,7 J.g<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. Elles sont pratiquement verticales dans le domaine du liquide. Pour un système de composition constante, l'influence de la pression sur l'entropie est reliée à son comportement volumétrique selon :

$$\left[ \frac{\partial s}{\partial P} \right]_T = - \left[ \frac{\partial v}{\partial T} \right]_P$$

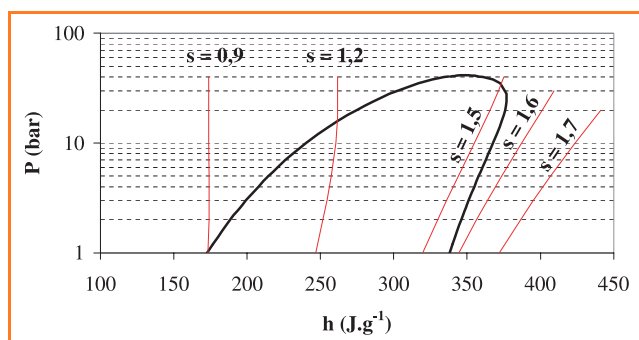


Figure 5 - Diagramme enthalpique : tracé des isentropes (J.g<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>).

Les liquides étant peu dilatables loin de leur température critique, la pression influence peu leur entropie ; au voisinage de la température critique, quand la pression augmente, l'entropie diminue et devient inférieure à celle du liquide saturé pris à la même température.

A l'intérieur de la courbe de saturation, les isentropes sont presque verticales au voisinage de la courbe d'ébullition, puis présentent des pentes qui diminuent quand on se déplace vers la courbe de rosée.

Dans le domaine de la vapeur surchauffée, les pentes sont aussi, à pression donnée, d'autant plus faibles que la température est élevée, donc que l'enthalpie l'est aussi. A température donnée, l'entropie d'une vapeur surchauffée est d'autant plus élevée que la pression est faible.

Dans le domaine des basses pressions où la vapeur surchauffée est parfaite, la variation d'entropie, exprimée en J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>, entre l'état 1 ( $\theta_1$  ; P<sub>1</sub>) et l'état 2 ( $\theta_2 = \theta_1$  ; P<sub>2</sub>) est :

$$\Delta s_1^2 = -(R/M_{\text{CCl}_2\text{F}_2}) \ln(P_2/P_1)$$

avec R = 8,3145 J.mol<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup> : constante des gaz parfaits, et M<sub>CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub></sub> = 0,12091 kg.mol<sup>-1</sup> : masse molaire du fluide.

Sur la *figure 6* sont représentées les isochores 5, 10, 25, 50 et 100 L.kg<sup>-1</sup>. A l'intérieur de la courbe de saturation, le volume massique est :

$$v_{(T, x)} = xv_T^{\text{V, sat}} + (1-x)v_T^{\text{L, sat}}$$

Lorsque la température s'élève, le volume massique du liquide saturé ( $v_T^{\text{L, sat}}$ ) augmente (il passe de 0,679 L.kg<sup>-1</sup> à -25 °C à 1,012 L.kg<sup>-1</sup> à 90 °C), alors que le volume massique

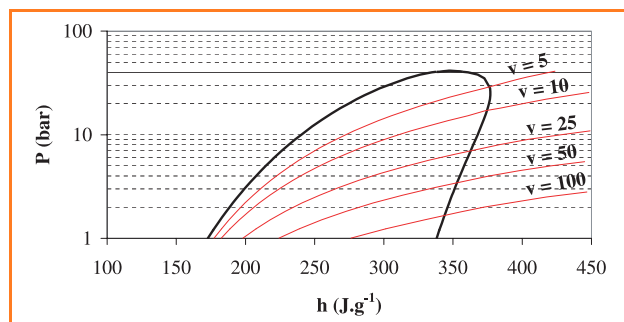


Figure 6 - Diagramme enthalpique : tracé des isochores (L.kg<sup>-1</sup>).

de la vapeur saturée ( $v_T^{\text{V, sat}}$ ) diminue (de 131,25 L.kg<sup>-1</sup> à -25 °C à 5,26 L.kg<sup>-1</sup> à 90 °C). Quand on s'approche du point critique, ces deux volumes massiques tendent vers  $v_c = 1,795$  L.kg<sup>-1</sup>. A basse pression, le comportement volumétrique de la vapeur surchauffée est décrit par l'équation d'état du gaz parfait :

$$v_{(T, P)}^{\text{V}} = \frac{RT}{M_{\text{CCl}_2\text{F}_2} P}$$

### Description d'un cycle de fonctionnement

Au cours d'un cycle de fonctionnement le fluide frigorigène subit les transformations représentées sur le diagramme enthalpique de la *figure 7* telles que :

- la compression ① → ② engendre l'augmentation de la pression et de la température du fluide dans l'état vapeur surchauffée ;
- l'échange de chaleur ② → ③ au sein du condenseur conduit à un liquide sous refroidi ;
- la détente isenthalpe ③ → ④ produit un mélange diphasique ;
- l'échange de chaleur dans l'évaporateur ④ → ① donne de la vapeur surchauffée à l'entrée du compresseur.

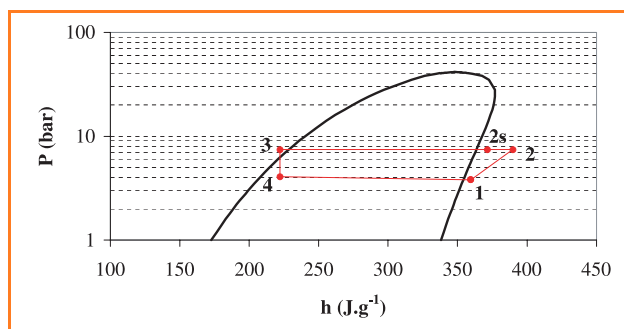


Figure 7 - Points représentant l'état du fréon pour l'essai n°1.

## Application du bilan d'énergie et du bilan entropique aux divers éléments de l'installation

### Application au compresseur

#### Bilan d'énergie

Cet élément comporte une entrée de fluide frigorigène au point 1 et une sortie en 2, il reçoit une puissance-travail utile sous forme d'énergie électrique ( $W_U$ ) et échange une puissance chaleur ( $\dot{Q}_{\text{comp}}$ ) avec le milieu ambiant.

L'équation (2) conduit à :

$$\dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (h_2 - h_1) = \dot{W}_U + \dot{Q}_{\text{comp}}$$

Si, partant du même état 1, la compression jusqu'à la pression  $P_2$  avait été réalisée de façon adiabatique et réversible, la sortie appelée « 2s » de ce compresseur idéal aurait comme caractéristiques :  $s_{2-s} = s_1$  ;  $P_{2-s} = P_2$ . La température  $T_{2-s}$  et l'enthalpie massique  $h_{2-s}$  sont déterminées à partir du diagramme enthalpique. La puissance-travail utile consommée par ce compresseur hypothétique est :

$$\dot{W}_{U_{\text{isentrope}}} = \dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (h_{2-s} - h_1)$$

### Bilan entropique

La production d'entropie liée à l'irréversibilité de la compression réelle est :

$$\sigma = \dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}_{\text{comp}}}{T_e}$$

### Application au condenseur

#### Bilan d'énergie

Cet élément comporte une entrée de fluide frigorigène au point 2 et une sortie en 3, une entrée d'eau en 5 et une sortie en 6. La température du condenseur pouvant être différente de la température extérieure, il est susceptible d'échanger avec son environnement une puissance-chaleur  $\dot{Q}_{\text{cond}}$  dont le signe dépend des conditions de fonctionnement. Le bilan des écoulements stationnaires conduit à :

$$\dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (h_3 - h_2) + \dot{m}_{\text{eau}} (h_6 - h_5) = \dot{Q}_{\text{cond}}$$

$$\text{avec } h_6 - h_5 = \int_{T_5}^{T_6} c_{p_{\text{eau}}} dT = c_{p_{\text{eau}}} (T_6 - T_5).$$

Dans le domaine de l'étude, où la température de l'eau est toujours comprise entre 13 et 50 °C, la variation avec la température de sa capacité calorifique étant inférieure à 0,3 %, nous considérerons que cette grandeur est constante et égale à sa valeur moyenne  $c_{p_{\text{eau}}} = 4185 \text{ J kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . La connaissance de la température et de la pression des fluides aux points 2, 3, 5 et 6 permet d'accéder à la puissance-chaleur échangée  $\dot{Q}_{\text{cond}}$ .

### Bilan entropique

La production d'entropie liée à l'irréversibilité des échanges de chaleur est :

$$\sigma = \dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{eau}} (s_6 - s_5) - \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{T_e}$$

$$\text{avec } s_6 - s_5 = \int_{T_5}^{T_6} \frac{c_{p_{\text{eau}}}}{T} dT = c_{p_{\text{eau}}} \ln(T_6/T_5)$$

### Application au détendeur

#### Bilan d'énergie

Cet élément comporte une entrée de fluide frigorigène au point 3 et une sortie en 4. En raison de son faible temps de séjour, il est légitime de considérer que le fluide n'échange pas de chaleur avec l'extérieur. Le bilan des écoulements stationnaires conduit à  $\dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (h_4 - h_3) = 0$ . Le fréon subit

donc une détente isenthalpe car il n'échange ni chaleur ni travail avec l'extérieur. A l'entrée du détendeur, le fréon est dans l'état liquide sous refroidi. Sa détente engendre une vaporisation partielle qui conduit à abaisser sa température. A la sortie du détendeur, le fluide est constitué par un mélange de liquide saturé et de vapeur saturée. En introduisant la fraction vapeur  $x_4$  dans l'équation précédente, nous obtenons :

$$x_4 h_{T_4}^{\text{V, sat}} + (1 - x_4) h_{T_4}^{\text{L, sat}} = h_{T_3, P_3}^{\text{L}}$$

$$\text{soit } x_4 = (h_{T_3, P_3}^{\text{L}} - h_{T_4}^{\text{L, sat}}) / (h_{T_4}^{\text{V, sat}} - h_{T_4}^{\text{L, sat}})$$

En considérant que pour l'état liquide l'enthalpie est indépendante de la pression et que la capacité calorifique ne varie pas avec la température, la fraction vapeur  $x_4$  s'exprime alors selon :

$$x_4 = c_{p_{\text{L}}} (T_3 - T_4) / L_{\text{vap}}(T_4)$$

Pour que l'installation fonctionne de façon optimale, il faut que l'évaporation du fluide se produise principalement dans l'évaporateur (car c'est là que la chaleur est prélevée à la source froide). Ceci conduit à chercher à minimiser la fraction vapeur  $x_4$ . L'équation précédente montre que cette fraction vaporisée est d'autant plus faible que le fluide utilisé possède une capacité calorifique dans l'état liquide faible et une chaleur latente de vaporisation élevée.

### Bilan entropique

En absence d'échange de chaleur avec l'extérieur, la production d'entropie liée à l'irréversibilité de la détente est :

$$\sigma = \dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (s_4 - s_3)$$

### Application à l'évaporateur

#### Bilan d'énergie

Cet élément comporte une entrée de fluide frigorigène au point 4 et une sortie en 1, il échange avec l'extérieur une puissance-chaleur égale à  $\dot{Q}_{\text{évap}}$ . Le bilan des écoulements stationnaires conduit à :

$$\dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (h_1 - h_4) = \dot{Q}_{\text{évap}}$$

### Bilan entropique

La production d'entropie liée à l'irréversibilité de l'échange de chaleur est :

$$\sigma = \dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2} (s_1 - s_4) - \dot{Q}_{\text{évap}} / T_e$$

## Partie expérimentale

### Procédure d'acquisition des données [4]

La variable expérimentale modifiable par l'opérateur est le débit d'eau qui circule dans le condenseur. Quand ce débit est imposé, tous les autres paramètres évoluent par l'intermédiaire de l'asservissement de la vanne de détente qui permet d'avoir de la vapeur de fréon surchauffée à l'entrée du compresseur et du liquide sous refroidi à la sortie du condenseur. Quand le débit d'eau diminue, la température de l'eau à la sortie du condenseur augmente et par conséquent, la température du fréon à la sortie du



condenseur augmente aussi. La pression dans le condenseur doit donc être plus élevée pour assurer la liquéfaction du fréon, ce qui est obtenu en limitant l'ouverture de la vanne de détente.

Le débit d'eau étant fixé, il est nécessaire d'attendre environ 15 minutes pour que l'ensemble des paramètres se stabilise, ce qui correspond à l'obtention du régime stationnaire. Quand ce régime est atteint, les mesures réalisées sont les suivantes :

- le débit d'eau (en  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ) qui circule dans le condenseur est obtenu en divisant la masse d'eau prélevée à la sortie du condenseur ( $m_{\text{eau}}$ ) par la durée ( $t_p$ ) du prélèvement :

$$\dot{m}_{\text{eau}} = m_{\text{eau}}/t_p$$

- les températures  $\theta_5$  et  $\theta_6$  de l'eau respectivement à l'entrée et à la sortie du condenseur ;
- les températures du fréon :  $\theta_1$  à l'entrée du compresseur,  $\theta_2$  à l'entrée du condenseur,  $\theta_3$  à l'entrée du détendeur et  $\theta_4$  à l'entrée de l'évaporateur ;
- les pressions  $P_1$  et  $P_2$  respectivement à l'entrée et à la sortie du compresseur sont lues sur des manomètres différentiels. Il faut donc ajouter aux valeurs affichées la valeur de la pression atmosphérique pour obtenir la pression absolue caractéristique de l'état thermodynamique du fluide ;
- le débit massique ( $\dot{m}_{\text{CCl}_2\text{F}_2}$ ) du fréon qui circule dans l'installation, qui est repéré au moyen d'un débitmètre à flotteur situé à la sortie du condenseur où le fréon est à l'état liquide ;
- la puissance électrique consommée par le compresseur est obtenue au moyen d'un compteur de kilowattheures. Une consommation de 1 kWh correspondant à 150 tours du disque du compteur, il suffit de chronométrer le temps  $t_t$  (s) mis par le disque pour faire un tour. La puissance électrique consommée est  $\dot{W}_U = 24\,000/t_t$ .

Le *tableau I* présente les relevés expérimentaux obtenus en régime stationnaire pour l'ensemble des essais réalisés.

Tableau I - Relevés expérimentaux.

Essai	Débit (g/s)		Température (°C)						Pression (bar)		$\dot{W}_U$ (W)
	eau	fréon	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$	$\theta_5$	$\theta_6$	$P_1$	$P_2$	
1	37,7	6,3	14,4	66,3	23,4	8,7	13,8	21,1	3,811	7,411	314,9
2	27,3	6,4	14,1	68,5	26,5	8,8	14,0	23,4	3,853	8,003	321,2
3	23,7	6,3	14,3	65,1	26,9	8,7	13,7	24,4	3,861	8,211	324,0
4	18,3	6,3	14,3	69,6	30,8	9,2	14,0	28,2	3,903	8,803	332,4
5	13,4	6,6	14,5	65,3	33,6	9,0	14,1	31,9	3,911	9,511	339,5
6	10,4	6,3	14,7	59,8	38,0	8,7	13,7	35,5	4,003	10,253	348,5
7	8,5	6,4	14,9	68,5	41,7	9,4	14,1	40,6	4,003	11,253	358,6
8	8,5	6,4	15,2	70,9	42,4	9,7	14,4	41,3	4,003	11,503	366,0
9	6,5	6,0	15,7	78,6	46,9	10,0	15,0	47,5	4,003	13,003	376,5
10	6,5	6,3	15,9	80,9	48,3	10,6	15,4	48,5	4,053	13,103	385,4

### Exploitation des relevés expérimentaux

Les relevés du *tableau I* permettent d'accéder aux grandeurs intensives du fluide frigorigène nécessaires : enthalpie massique, entropie massique et fraction vapeur. Pour cela, les étudiants utilisent à la fois un logiciel de calcul de propriétés thermodynamiques (Thermophase®) et le

diagramme enthalpique du fluide frigorigène et comparent les résultats donnés par ces deux approches. La méthodologie utilisée pour chaque point du circuit est la suivante :

- Point ❶ : sa position est définie par la température  $\theta_1$  et la pression  $P_1$  du fluide qui est dans l'état de vapeur surchauffée à l'entrée du compresseur.

- Point ❷ : sa position est définie par la température  $\theta_2$  et la pression  $P_2$  du fluide qui est dans l'état de vapeur surchauffée à la sortie du compresseur.

- Le point ❸ est défini par la pression  $P_2$  et par l'isentrope passant par le point ❶ ( $s_{2s} = s_1$ ).

- Point ❹ : il est défini par la température  $\theta_3$  et la pression  $P_3 = P_2$  (la perte de charge subie par le fluide dans le condenseur est négligeable). A la sortie du condenseur, le fluide est dans l'état liquide sous refroidi.

- Point ❺ : la température  $\theta_4$  et l'enthalpie passant par le point ❹ permettent de le positionner et d'accéder à la pression  $P_4$  et au titre vapeur  $x_4$ .

Le *tableau II* récapitule l'ensemble des informations obtenues et montre notamment qu'il existe une différence significative entre la pression  $P_4$  à l'entrée de l'évaporateur et la pression  $P_1$  à sa sortie. Cette chute de pression ( $P_4 - P_1$ ), appelée perte de charge, correspond à la résistance à l'écoulement du fluide dans une canalisation de faible section (diamètre interne égal à 7 mm) et de longueur importante (16 m linéaires et 53 coudes de longueur totale égale à 4 m). Notons que les caractéristiques du condenseur (colonne de 0,21 m de longueur et de 70 mm de diamètre interne) engendrent quant à elles une perte de charge négligeable ( $P_2 - P_3 \approx 0$  bar).

### Évolution du coefficient de performance de l'installation

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur est égal au rapport entre la puissance-chaleur cédée à la source chaude (l'eau qui circule dans le condenseur) et la puissance-travail utile consommée par le compresseur sous forme d'énergie électrique.

La puissance-chaleur reçue par l'eau est comme vu précédemment :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \Delta H_{\text{eau}} = \dot{m}_{\text{eau}} c_{p,\text{eau}} (\theta_6 - \theta_5).$$

La puissance électrique consommée par le compresseur ( $\dot{W}_U = 24\,000/t_t$  (W)) permet de déterminer le coefficient de performance de l'installation selon  $\text{COP} = \dot{Q}_{\text{eau}}/\dot{W}_U$ .

Le *tableau III* et la *figure 8* présentent les évolutions de  $\dot{Q}_{\text{eau}}$ ,  $\dot{W}_U$  et COP en fonction du niveau d'énergie de la source chaude  $\theta_6$  à la sortie du condenseur. On constate que lorsque le niveau d'énergie  $\theta_6$  augmente :

- la puissance-travail électrique consommée par le compresseur s'élève car le taux de compression et l'irréversibilité de la transformation augmentent ;
- la puissance-chaleur reçue par l'eau diminue, en raison notamment de l'augmentation de l'irréversibilité de l'échange de chaleur entre le fluide frigorigène et l'eau et d'une augmentation de la fuite thermique du condenseur vers le milieu ambiant ;
- le coefficient de performance de l'installation diminue de 3,6 à 2,3.

Tableau II - Résultats expérimentaux.

Essai	Enthalpie (J.g <sup>-1</sup> )					Entropie (J.g <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )				Pression (bar)		Titre en vapeur x <sub>4</sub>
	h <sub>1</sub>	h <sub>v sat à P1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>2s</sub>	h <sub>3</sub> =h <sub>4</sub>	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	s <sub>3</sub>	s <sub>4</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>4</sub> - P <sub>1</sub>	
1	359,5	354,3	389,9	371,6	222,1	1,5698	1,6258	1,0768	1,0786	4,066	0,255	0,095
2	359,2	354,4	390,8	372,6	225,1	1,5682	1,6236	1,0867	1,0893	4,079	0,226	0,115
3	359,3	354,5	388,1	373,1	225,5	1,5685	1,6141	1,0880	1,0907	4,066	0,205	0,118
4	359,2	354,6	390,6	374,1	229,3	1,5675	1,6173	1,1006	1,1041	4,129	0,226	0,141
5	359,3	354,6	386,6	375,7	232,1	1,5678	1,6007	1,1095	1,1140	4,104	0,193	0,161
6	359,3	354,9	381,4	376,5	236,5	1,5662	1,5810	1,1235	1,1297	4,066	0,063	0,193
7	359,4	354,9	386,7	378,4	240,3	1,5667	1,5911	1,1352	1,1427	4,154	0,151	0,215
8	359,6	354,9	388,2	379,1	241,0	1,5674	1,5943	1,1375	1,1452	4,192	0,189	0,218
9	360,0	354,9	392,2	381,7	245,6	1,5685	1,5988	1,1518	1,1615	4,231	0,228	0,248
10	360,0	355,1	393,9	381,7	247,1	1,5679	1,6031	1,1563	1,1663	4,309	0,256	0,255

avec la température  $\theta_2$  et dont la variation est présentée sur la *figure 9*. Une compression idéale (isentropie) aboutissant à la même pression  $P_2$  conduirait à une température  $\theta_{2s}$  inférieure à la température  $\theta_2$  obtenue expérimentalement et nécessiterait un apport d'énergie électrique de trois à quatre fois plus faible que celui utilisé par le compresseur réel.

#### • Bilan au condenseur

En utilisant les équations établies précédemment (« Application au condenseur »), nous obtenons les résultats

présentés dans le *tableau V*. L'échange de chaleur entre le système constitué par les fluides qui circulent dans le condenseur et l'extérieur est toujours faible par rapport à l'échange entre l'eau et le fluide frigorigène. Le condenseur n'est cependant pas parfaitement adiabatique, selon les conditions de fonctionnement caractérisées par les températures d'entrée ( $\theta_2$  et  $\theta_5$ ) et de sortie ( $\theta_3$  et  $\theta_6$ ) des fluides et il est susceptible de céder ou de recevoir de la chaleur. Le signe de la valeur de  $Q_{\text{cond}}$  indique le sens de cet échange, mais ce résultat étant obtenu par la différence entre deux grandeurs comparables, il est entaché d'une incertitude élevée. La *figure 8* montre que la puissance-chaleur reçue par l'eau diminue quand la température de sortie de l'eau ( $\theta_6$ ) augmente. Pour obtenir de l'eau à un haut niveau d'énergie ( $\theta_6$  élevé), il faut faire circuler un faible débit d'eau et dans ces conditions, la température du fréon à la sortie du condenseur s'élève comme le montre la *figure 10*.

Tableau III - Bilan global sur la pompe à chaleur.

Essai	Température (°C)			Débit (g/s)	$\Delta H$ (J.s <sup>-1</sup> )	W <sub>U</sub> (W)	COP
	$\theta_5$	$\theta_6$	$\theta_6 - \theta_5$				
1	13,8	21,1	7,3	37,7	1151,8	314,9	3,66
2	14,0	23,4	9,4	27,3	1074,0	321,2	3,34
3	13,7	24,4	10,7	23,7	1061,3	324,0	3,28
4	14,0	28,2	14,2	18,3	1087,5	332,4	3,27
5	14,1	31,9	17,8	13,4	998,2	339,5	2,94
6	13,7	35,5	21,8	10,4	948,8	348,5	2,72
7	14,1	40,6	26,5	8,5	942,7	358,6	2,63
8	14,4	41,3	26,9	8,5	956,9	366,0	2,61
9	15,0	47,5	32,5	6,5	884,1	376,5	2,35
10	15,4	48,5	33,1	6,5	900,4	385,4	2,34

Ces observations montrent qu'une pompe à chaleur devra fonctionner en utilisant un compromis entre le niveau de l'énergie transférée (la température  $\theta_6$  ici) et le coefficient de performance de l'installation. Si l'eau chaude produite est utilisée pour réaliser le chauffage d'une habitation, la température  $\theta_6$  sera la température minimale permettant d'atteindre l'objectif fixé qui peut être de maintenir une température de 20 °C dans l'habitation. Ceci conduira à produire de l'eau à une température  $\theta_6$  généralement voisine de 30 °C.

#### Bilans énergétiques et entropiques

##### • Bilan au compresseur

En utilisant les équations établies précédemment (« Application au compresseur »), nous obtenons les résultats présentés dans le *tableau IV*. Le taux de compression ( $P_2/P_1$ ) compris entre 1,9 et 3,2 conduit à des augmentations de température du fluide frigorigène allant de 45 à 65 °C. L'échange de chaleur avec l'environnement est important et représente 37 à 51 % de la puissance électrique consommée. L'irréversibilité de la compression et de l'échange de chaleur conduit à une production d'entropie qui augmente

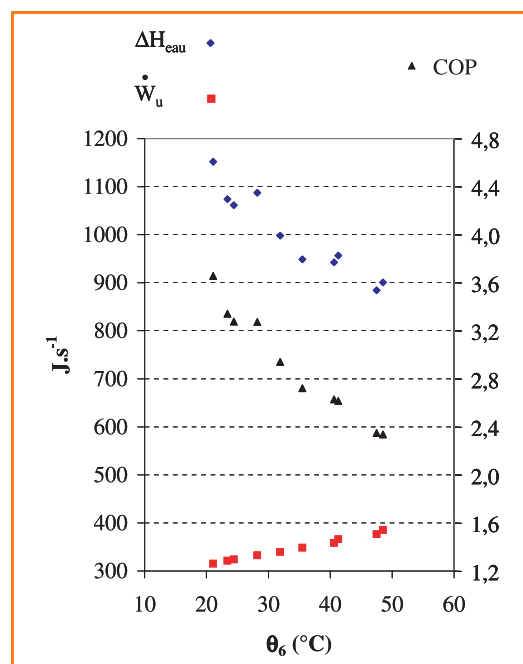


Figure 8 - Performances de la pompe à chaleur.

Essai	Compression réelle										Isentrope	
	$\theta_1$ (°C)	$\theta_2$ (°C)	$P_1$ (bar)	$P_2$ (bar)	$P_2/P_1$	$W_U$ (W)	$\Delta H$ (J.s <sup>-1</sup> )	$Q_{comp}$ (W)	$\sigma$ (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\theta_{2s}$ (°C)	$W_{Us}$ (W)	
1	14,4	66,3	3,811	7,411	1,94	314,9	191,9	- 123,0	0,769	40,9	76,7	
2	14,1	68,5	3,853	8,003	2,08	321,2	202,3	- 118,9	0,758	43,4	85,6	
3	14,3	65,1	3,861	8,211	2,13	324,0	181,3	- 142,7	0,771	44,7	87,1	
4	14,3	69,6	3,903	8,803	2,26	332,4	197,8	- 134,6	0,770	47,3	93,8	
5	14,5	65,3	3,911	9,511	2,43	339,5	179,6	- 159,9	0,759	50,8	107,6	
6	14,7	59,8	4,003	10,253	2,56	348,5	139,2	- 209,3	0,802	53,5	108,5	
7	14,9	68,5	4,003	11,253	2,81	358,6	174,2	- 184,4	0,781	57,9	121,6	
8	15,2	70,9	4,003	11,503	2,87	366,0	182,6	- 183,5	0,794	59,2	124,4	
9	15,7	78,6	4,003	13,003	3,25	376,5	193,3	- 183,2	0,803	65,5	130,6	
10	15,9	80,9	4,053	13,103	3,23	385,4	213,2	- 172,2	0,805	65,6	136,5	

Essai	Température (°C)				$\Delta H$ (J.s <sup>-1</sup> )		$Q_{cond}$ (J.s <sup>-1</sup> )	$\Delta S$ (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )		$\sigma$ (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_5$	$\theta_6$	eau	fréon		eau	fréon	
	1	66,3	23,4	13,8	21,1	1151,8	- 1057,4	94,3	3,964	- 3,459
2	68,5	26,5	14,0	23,4	1074,0	- 1060,4	13,5	3,680	- 3,436	0,198
3	65,1	26,9	13,7	24,4	1061,3	- 1024,3	37,0	3,632	- 3,314	0,193
4	69,6	30,8	14,0	28,2	1087,5	- 1016,1	71,4	3,697	- 3,255	0,199
5	65,3	33,6	14,1	31,9	998,2	- 1019,4	-21,2	3,372	- 3,242	0,202
6	59,8	38,0	13,7	35,5	948,8	- 912,8	36,0	3,188	- 2,882	0,184
7	68,5	41,7	14,1	40,6	942,7	- 937,0	5,7	3,139	- 2,918	0,202
8	70,9	42,4	14,4	41,3	956,9	- 941,9	15,0	3,181	- 2,924	0,207
9	78,6	46,9	15,0	47,5	884,1	- 879,3	4,8	2,907	- 2,682	0,209
10	80,9	48,3	15,4	48,5	900,4	- 924,6	-24,2	2,954	- 2,815	0,221

La production d'entropie due à l'échange de chaleur entre les deux fluides et avec le milieu ambiant varie peu avec les conditions de fonctionnement.

#### • Bilan au détendeur

Les résultats sont récapitulés dans le *tableau VI*. En subissant une détente isenthalpe, le fluide se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température. Le système étant diphasique, la pression  $P_4$  est égale à la pression de vapeur saturante du fluide à la température  $\theta_4$ . Les processus de régulation de l'installation conduisent à une pression  $P_4$  quasi-constante pour tous les essais ( $P_4 = 4,16 \pm 0,15$  bar). De ce fait, la température  $\theta_4$  varie aussi très peu ( $\theta_4 = 9,7 \pm 1$  °C). Dans ces conditions, la fraction vaporisée ( $x_4$ ) est donc d'autant plus importante que la température à l'entrée du détendeur ( $\theta_3$ ) est élevée. En traçant  $x_4$  en fonction de ( $\theta_3 - \theta_4$ ), nous obtenons une droite de pente égale à  $6,9 \cdot 10^{-3} \text{ °C}^{-1}$  (*figure 11*). Ce résultat est cohérent avec l'équation établie précédemment (« Application au détendeur ») qui permet d'identifier cette pente au rapport  $c_{pL}/L_{vap}(T_4)$ . La comparaison avec les valeurs issues de la littérature [5] conduit à un écart inférieur à 5 %.

La *figure 12* montre que la production d'entropie  $\sigma$  augmente avec le taux de détente ( $P_3/P_4$ ).

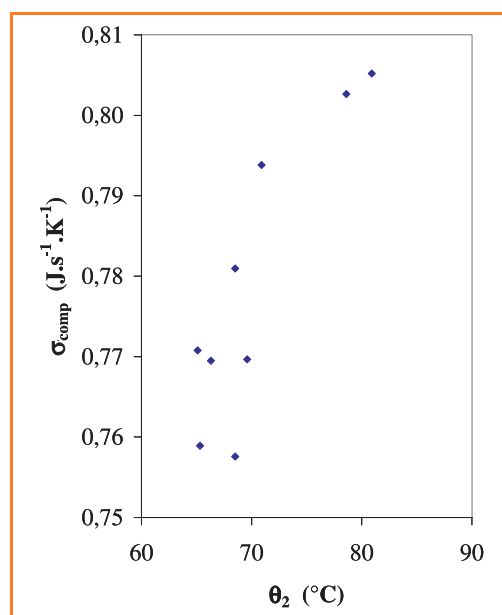


Figure 9 - Variation de la production d'entropie au compresseur en fonction de la température  $\theta_2$ .

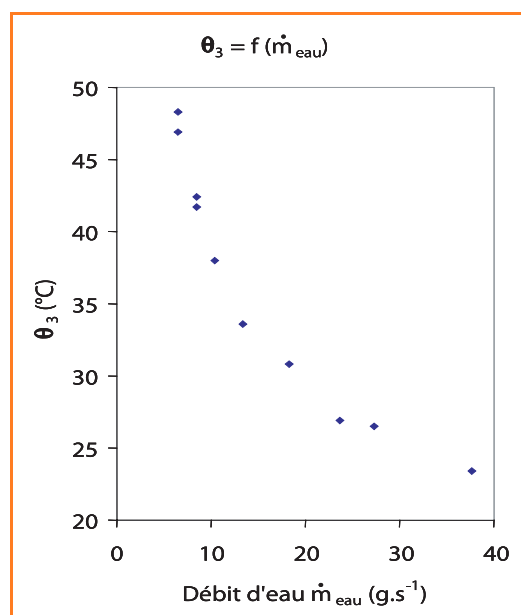
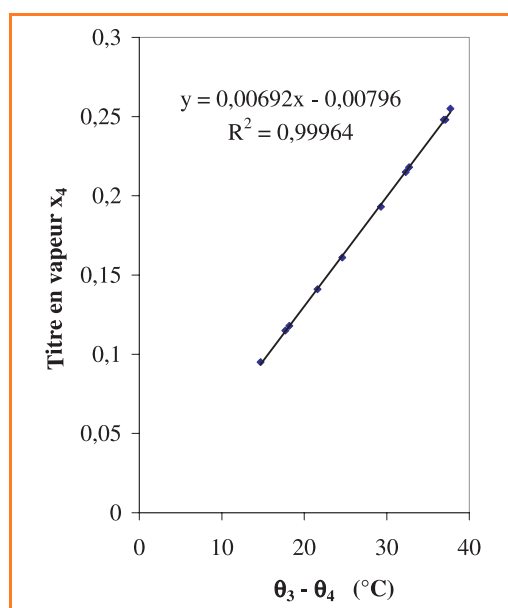


Figure 10 - Température du fréon à la sortie du condenseur en fonction du débit d'eau.



Tableau VI - Bilan au détendeur.

Essai	$\theta_3$ (°C)	$\theta_4$ (°C)	$P_3$ (bar)	$P_4$ (bar)	Titre en vapeur $x_4$	$\sigma$ (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
1	23,4	8,7	7,411	4,066	0,095	0,011
2	26,5	8,8	8,003	4,079	0,115	0,017
3	26,9	8,7	8,211	4,066	0,118	0,017
4	30,8	9,2	8,803	4,129	0,141	0,022
5	33,6	9,0	9,511	4,104	0,161	0,030
6	38,0	8,7	10,253	4,066	0,193	0,039
7	41,7	9,4	11,253	4,154	0,215	0,048
8	42,4	9,7	11,503	4,192	0,218	0,049
9	46,9	10,0	13,003	4,231	0,248	0,058
10	48,3	10,6	13,103	4,309	0,255	0,063

Figure 11 -  $x_4 = f(\theta_3 - \theta_4)$ .

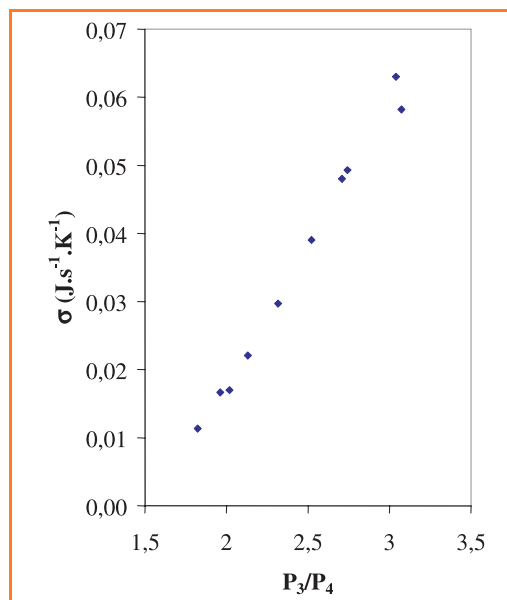
Ce résultat est dû au fait que l'irréversibilité de cette transformation adiabatique provient essentiellement de la chute de pression.

#### • Bilan à l'évaporateur

Les résultats sont présentés dans le *tableau VII*. La température de l'équilibre liquide-vapeur à la pression  $P_1$  ( $\theta_{P_1}^{sat}$ ) permet de déterminer la surchauffe de la vapeur ( $\theta_1 - \theta_{P_1}^{sat}$ ). La variation d'enthalpie liée à la surchauffe étant faible par rapport à l'échange de chaleur, c'est la fraction vaporisée à l'entrée de l'évaporateur qui constitue l'élément déterminant. La *figure 13a* illustre bien le fait

Tableau VII - Bilan à l'évaporateur.

Essai	$\theta_4$ (°C)	$\theta_1$ (°C)	$\theta_1 - \theta_{P_1}^{sat}$ (°C)	$P_1$ (bar)	$P_4$ (bar)	$\Delta P$ (bar) = $P_4 - P_1$	Titre en vapeur $x_4$	$Q_{\text{évap}}$ (J.s <sup>-1</sup> )	$\Delta H_{\text{surchauffe}}$ (J.s <sup>-1</sup> )	$\sigma$ (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
1	8,7	14,4	7,8	3,811	4,066	0,255	0,095	865,5	32,7	0,162
2	8,8	14,1	7,1	3,853	4,079	0,226	0,115	858,1	30,5	0,158
3	8,7	14,3	7,3	3,861	4,066	0,205	0,118	843,0	30,6	0,154
4	9,2	14,3	6,9	3,903	4,129	0,226	0,141	818,3	29,2	0,147
5	9,0	14,5	7,1	3,911	4,104	0,193	0,161	839,8	31,1	0,150
6	8,7	14,7	6,5	4,003	4,066	0,063	0,193	773,6	27,5	0,129
7	9,4	14,9	6,7	4,003	4,154	0,151	0,215	762,8	28,8	0,129
8	9,7	15,2	7,0	4,003	4,192	0,189	0,218	759,4	30,1	0,129
9	10,0	15,7	7,5	4,003	4,231	0,228	0,248	686,1	30,2	0,118
10	10,6	15,9	7,3	4,053	4,309	0,256	0,255	711,4	30,9	0,120

Figure 12 -  $\sigma = f(P_3/P_4)$ .

que la quantité de chaleur reçue par le fréon diminue quand la fraction vaporisée  $x_4$  augmente.

La production d'entropie est due à l'échange de chaleur irréversible entre le fluide frigorigène et l'extérieur qui sont à des températures différentes. A température extérieure constante, cette production d'entropie augmente quand la température de l'évaporateur diminue ; elle augmente aussi avec la quantité de chaleur échangée comme le montre la *figure 13b*.

## Conclusion

Le coefficient de performance de cette pompe à chaleur utilisée pour produire de l'eau chaude diminue quand la température de l'eau augmente (*figure 8*). L'élévation du niveau d'énergie de l'eau, représenté par sa température  $\theta_6$ , nécessite d'augmenter la pression à la sortie du compresseur. L'écart entre la zone haute pression qui règne au condenseur et la zone basse pression à l'évaporateur est

Tableau VIII - Bilan entropique.

Essai	P <sub>3</sub> (bar)	θ <sub>6</sub> (°C)	COP	σ <sub>comp</sub> /σ <sub>totale</sub> (%)	σ <sub>cond</sub> /σ <sub>totale</sub> (%)	σ <sub>détente</sub> /σ <sub>totale</sub> (%)	σ <sub>évap</sub> /σ <sub>totale</sub> (%)	σ <sub>totale</sub> (J.s <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
1	7,4	21,1	3,66	68	16	1	14	1,128
2	8,0	23,4	3,34	67	18	1	14	1,130
3	8,2	24,4	3,28	68	17	1	14	1,134
4	8,8	28,2	3,27	68	18	2	13	1,138
5	9,5	31,9	2,94	67	18	3	13	1,140
6	10,3	35,5	2,72	70	16	3	11	1,154
7	11,3	40,6	2,63	67	17	4	11	1,160
8	11,5	41,3	2,61	67	18	4	11	1,179
9	13,0	47,5	2,35	68	18	5	10	1,187
10	13,1	48,5	2,34	67	18	5	10	1,209

à l'origine des irréversibilités observées. La figure 14 montre que le coefficient de performance de l'installation diminue quand la production d'entropie augmente. On constate (tableau VIII) que la production totale d'entropie provient majoritairement de la compression.

Les bilans enthalpiques (figure 15) montrent que lorsque la température θ<sub>6</sub> augmente, l'énergie gratuite prélevée à l'extérieur (Q̇<sub>évap</sub>) diminue alors que l'énergie payante (le travail utile consommé par le compresseur (Ẇ<sub>u</sub>)) augmente. Ceci contribue à la diminution du coefficient de performance global. La figure 16 présente le cycle du fluide pour deux températures de sortie de l'eau. Pour l'essai 10, avec

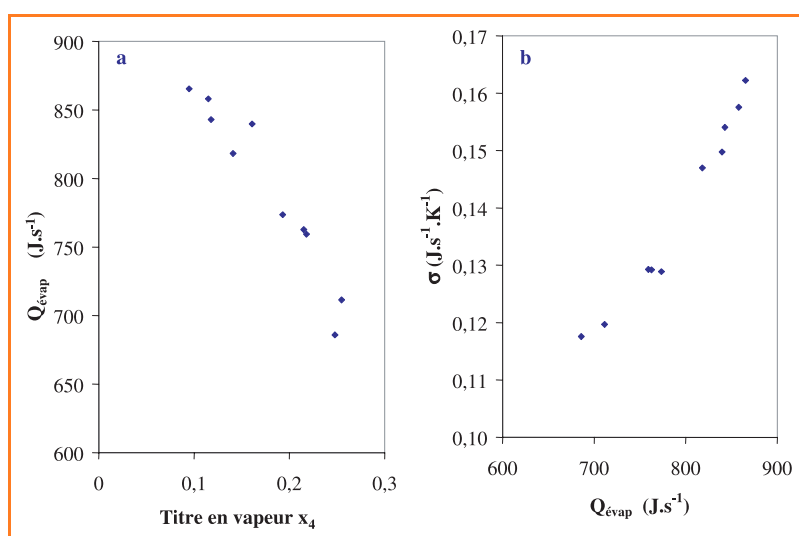


Figure 13 - Variation de la a) quantité de chaleur reçue par le fréon en fonction de la fraction vaporisée x<sub>4</sub> ; b) production d'entropie en fonction de la quantité de chaleur échangée.

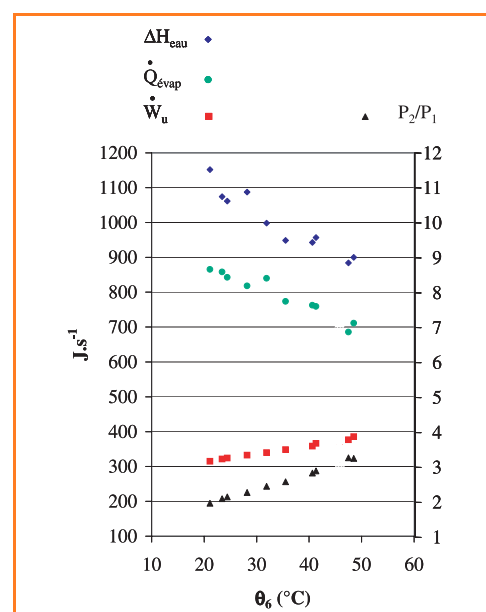


Figure 15 - Évolution de ΔH<sub>eau</sub>, Q̇<sub>évap</sub>, Ẇ<sub>u</sub> et P<sub>2</sub>/P<sub>1</sub> en fonction de θ<sub>6</sub>.

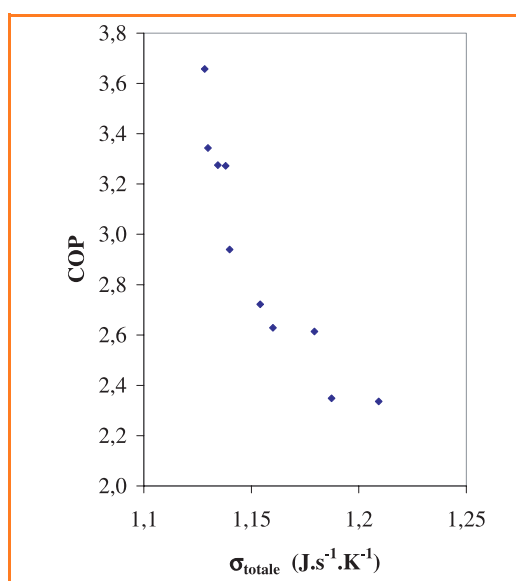


Figure 14 - Variation du coefficient de performance en fonction de la production d'entropie.

u

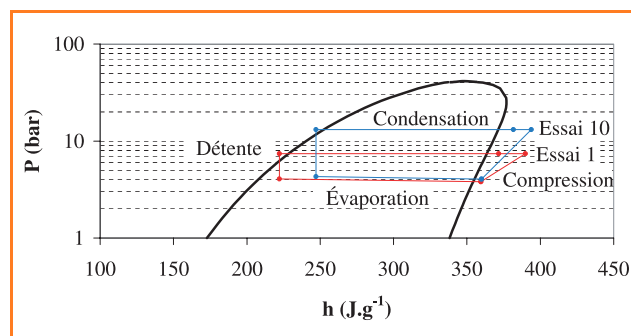


Figure 16 - Points représentant l'état du CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>. Essais 1 (θ<sub>6</sub> = 21,1 °C) et 10 (θ<sub>6</sub> = 48,5 °C).

ne température θ<sub>6</sub> élevée, on observe notamment que le taux de compression est important et que la fraction de fluide vaporisée à la sortie du détendeur est élevée, ce qui conduit à une moindre quantité d'énergie prélevée à l'évaporateur.

## Notes et références

[1] La législation actuelle interdit l'utilisation du dichlorodifluorométhane (fréon R12) pour les installations neuves. Nous utilisons depuis cette année une pompe à chaleur ayant pour fluide frigorigène le R134a. Les principes exposés dans cet article sont généralisables à tous les fluides frigorigènes. Les résultats présentés sont issus des manipulations réalisées par les étudiants au cours des dernières années.

- [2] Foussard J.-N., Julien E., *Thermodynamique, bases et applications, cours et exercices corrigés*, Dunod, Paris, 2005.
- [3] Le travail utile ( $W_U$ ) échangé entre un système et l'extérieur est généralement d'origine électrique ou magnétique. Il est égal à la différence entre le travail total échangé et le travail mécanique ( $W_F$ ).
- [4] Les expériences sont réalisées avec la pompe à chaleur mécanique R 512 de Hilton commercialisée par la société Deltalab.
- [5] Raznjevic K., *Handbook of thermodynamic tables and charts*, Mc Graw-Hill, New York, 1976.



C. Coufort

**Carole Coufort**<sup>1</sup> est docteur es sciences et ATER, **Vaitea Pambrun**<sup>2</sup> est monitrice, **Stéphane Mathé**<sup>3</sup> est docteur es sciences et professeur agrégé, et **Jean-Noël Foussard**<sup>4</sup> est maître de conférence dans le Laboratoire d'ingénierie des procédés de l'environnement à l'INSA de Toulouse\*.

\* Laboratoire d'ingénierie des procédés de l'environnement, département génie des procédés et environnement, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 135 avenue de Rangueil, 31077 Toulouse Cedex 4.

<sup>1</sup> Tél. : 05 61 55 97 98. Courriel : Carole.coufort@insa-toulouse.fr

<sup>2</sup> Tél. : 05 61 55 97 85. Courriel : Vaitea.pambrun@insa-toulouse.fr

<sup>3</sup> Tél. : 05 61 55 97 69. Courriel : stephane.mathe@insa-toulouse.fr

<sup>4</sup> Tél. : 05 61 55 97 65. Courriel : jean-noel.foussard@insa-toulouse.fr



V. Pambrun



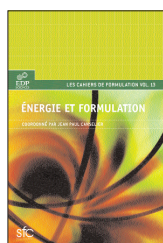
S. Mathé



J.-N. Foussard

## Les nouveautés 2006 d'EDP Sciences

## Collection Cahiers de formulation



## ÉNERGIE ET FORMULATION

J.P. Canselier

Cet ouvrage, consacré à la formulation de produits destinés à des usages énergétiques, s'adresse aux enseignants, chercheurs et ingénieurs concernés par la formulation et toutes ses applications industrielles. Il intéressera autant le novice soucieux de faire le point dans cette discipline que le spécialiste à la recherche de solutions originales dans le vaste domaine de l'énergie : production et transport des combustibles fossiles, carburants et lubrifiants, propergols, énergie électrique et même sonochimie.

• 2006 • 2-86883-844-8 • 178 pages • 34 €



## FORMULATION COSMÉTIQUE

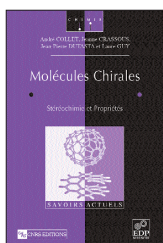
Matières premières, concepts et procédés innovants

J.-M. Aubry et H. Sebag

Compagnons indispensables de la beauté et de la séduction, les produits cosmétiques ont vu leurs fonctions se diversifier au cours de l'évolution de l'humanité : maquillage et soin de la peau, mise en forme et coloration du cheveu, hygiène corporelle, parfumerie, protection solaire. Cet ouvrage traite des matières premières, des concepts et des procédés innovants, autant de facteurs qui contribuent à l'élaboration de produits cosmétiques plus sûrs, plus performants et plus agréables à appliquer.

• 2006 • 2-86883-843-X • 180 pages • 34 €

## Collection Savoirs Actuels



## MOLÉCULES CHIRALES

A. Collet, J. Crassous, J.P. Dutasta et L. Guay

*Molécules chirales* est un ouvrage très diversifié, traitant des principes fondamentaux et des applications de la chiralité en chimie. Ce livre s'adresse aux chercheurs, aux enseignants et aux étudiants interpellés par la chiralité, phénomène commun mais souvent ignoré.

• Parution mars 2006 • 2-86883-849-9

## Collection Science des Matériaux



## LES ZÉOLITHES, un nanomonde pour la catalyse

M. Guisnet

Ce livre comprend 14 chapitres présentant d'un point de vue fondamental et d'un point de vue appliqué les matériaux zéolithes et les réactions qu'ils catalysent. Le lecteur pourra consulter en annexe des documents rappelant de façon succincte les notions de base sur la catalyse hétérogène, les réacteurs utilisés industriellement et au laboratoire, etc. L'ouvrage est destiné aux élèves des Ecoles d'Ingénieur, aux étudiants de Master et de Doctorat. Il servira également aux industriels et chercheurs.

• Parution mars 2006 • 2-86883-826-X



En vente chez votre libraire habituel ou à EDP Sciences - 17, av. du Hoggar - P.A. de Courtabœuf  
BP 112 - 91944 Les Ulis Cedex A - Tél. : 01 69 18 75 75  
www.edpsciences.org



A noter : les membres de la SFC bénéficient d'un tarif préférentiel sur tous les Cahiers de formulation.

• [www.sfc.fr/Publications/cahiers/cah2\\_pres.htm](http://www.sfc.fr/Publications/cahiers/cah2_pres.htm)

Commande sur le site ou à adresser à Nadine Colliot, SFC, 250 rue Saint-Jacques, 75005 Paris.

Tél. : 01 40 46 71 66. Courriel : [adhesion@sfc.fr](mailto:adhesion@sfc.fr).