



1. Introduction

1.1. Objectifs

L'objectif de ce TP est l'étude thermodynamique d'une machine frigorifique fonctionnant avec un fluide frigorigène (R134a). Il s'agit de :

- Comprendre le fonctionnement cyclique d'une machine ditherme (compression, condensation, détente, évaporation).
- Identifier les échanges d'énergie (travail et transfert thermique) au sein de chaque organe du circuit.
- Représenter le cycle de fonctionnement sur un diagramme de Mollier (P, h).
- Calculer les performances réelles (coefficients de performance COP) de la machine en mode pompe à chaleur et en mode machine frigorifique.
- Comparer ces résultats aux limites théoriques de Carnot et analyser les sources d'irréversibilités.

1.2. Sommaire

Ce TP se décompose en 2 parties :

1. Une partie qualitative où nous décrirons qualitativement les échanges thermiques, d'énergie réalisés par le système
2. Une partie où nous quantifions ces échanges pour déterminer l'efficacité de l'appareil.

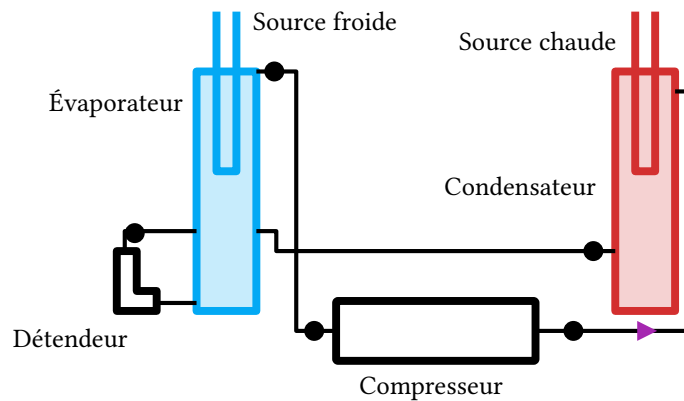
2. Protocole

2.1. Matériel

- Une machine frigorifique
- Des capteurs de températures et de pressions

2.2. Description du montage expérimental

La machine étudiée est composée du circuit suivant. Les points noirs représentent les endroits où une mesure de température est effectuée.



2.3. Mesures à effectuer

Il s'agit de relever les valeurs de températures et de pressions à différents points du circuit du liquide frigorigène et de la source de chaleur

3. Mesures

3.1. Données

État	Localisation	Phase	P (bar)	T (C)	h (kJ/kg)	\dot{m} (kg/h)
A	Entrée détenteur	Liquide	11,0	35,1	250	12,0
B	Sortie détenteur	Mélange L + V	4,5	12,0	250	12,0
C	Entrée compresseur	Vapeur surchauffée	4,5	18,0	410	12,0
D	Sortie compresseur	Vapeur surchauffée	11,0	58,1	440	12,0

TABLEAU 1 – États thermodynamiques et débit massique du fluide R134a.

Échangeur	T_{entre} (C)	T_{sortie} (C)	Débit (L/min)	Débit SI ($m^3 \cdot s^{-1}$)
Évaporateur	29,2	21,9	1,0	$1,67 \times 10^{-5}$
Condenseur	29,2	38,1	1,0	$1,67 \times 10^{-5}$

TABLEAU 2 – Données expérimentales des circuits secondaires (eau).

3.1.1. Conversion du débit volumique en unités SI

L'expression du débit SI est donc obtenue par la relation :

$$d_{v,SI} = \frac{d_{v,L/min} \times 10^{-3}}{60}$$

Pour une valeur expérimentale de 1,0 L/min, le calcul donne :

$$d_{v,SI} = \frac{1,0 \times 10^{-3}}{60} \approx 1,67 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

3.1.2. Détermination du point B

Le passage du fluide dans le détenteur est modélisé par une transformation isenthalpique ($h_B = h_A = 250$ kJ/kg). Le point B est situé à l'intersection de cette droite verticale et de l'isobare de basse pression $P = 4,5$ bar. Sous la cloche de saturation, la lecture du diagramme de Mollier pour une pression de 4,5 bar donne une température de saturation $T_{sat} = 12$ °C.

3.1.3. Hypothèses de pression constante

Pour l'étude du cycle, nous avons considéré que les transformations dans les échangeurs sont isobares :

- $P_C = P_B = 4,5$ bar (Évaporateur)
- $P_D = P_A = 11,0$ bar (Condenseur)

D'un point de vue physique, cela revient à négliger les frottements fluides, coudes, etc. au sein des tuyaux. Bien qu'une évolution de la pression puisse exister entre l'entrée et la sortie des échangeurs, elle est considérée comme négligeable par rapport aux niveaux de pression imposés par le compresseur.

3.2. Incertitudes

L'incertitude sur les résultats expérimentaux provient de la précision des instruments de mesure et de la lecture graphique :

- Températures : Les capteurs ont une précision de $\pm 0,1$ C. L'incertitude sur les écarts ΔT est donc d'environ $\pm 0,2$ C.
- Pressions : Les manomètres présentent une précision de $\pm 0,1$ bar.
- Débits : Le débitmètre à flotteur possède une précision de $\pm 0,1$ L/min.
- Enthalpies : La principale source d'erreur provient de la lecture sur le diagramme de Mollier (pression/température), estimée à ± 5 kJ/kg.

Ces incertitudes se propagent lors des calculs de puissances ($\mathcal{P} = \dot{m} \cdot \Delta h$) et expliquent l'écart observé entre la puissance cédée par le fluide et celle reçue par l'eau des circuits secondaires.

4. Exploitation des résultats

4.1. Analyse qualitative

Le système étudié est une machine thermique ditherme à compression de vapeur. Son fonctionnement repose sur la circulation d'un fluide frigorigène, le R134a, qui subit des changements d'état cycliques pour transférer de l'énergie thermique d'une source froide vers une source chaude. Ce transfert est rendu possible par l'apport d'un travail mécanique au niveau du compresseur.

4.1.1. L'évaporateur

Le fluide pénètre dans l'évaporateur sous forme de mélange liquide-vapeur à basse pression P_{BP} et à basse température.

Il réalise le contact thermique entre le fluide et le premier circuit secondaire. On observe que ce dernier ressort à une température plus basse qu'à l'entrée. Le fluide capte donc de la chaleur : ce milieu constitue la source froide.

Par transfert thermique, le fluide absorbe une quantité de chaleur $q_f > 0$. Cette énergie permet la vaporisation totale du fluide. En sortie d'échangeur, le fluide est à l'état de vapeur.

4.1.2. Le compresseur

La vapeur est ensuite aspirée par le compresseur. Ce dernier fournit au fluide un travail mécanique massique $w > 0$. Le fluide subit une compression, augmentant sa pression de P_{BP} à la haute pression P_{HP} . Cette transformation s'accompagne d'une élévation de température (la tuyauterie de sortie est plus chaude que celle d'entrée). En sortie, le fluide se trouve dans un état de vapeur à une température supérieure à celle de la source chaude.

4.1.3. Le condenseur

La température du fluide étant supérieure à celle de la source chaude (le fluide secondaire s'échauffe au contact des parois de l'échangeur), un transfert thermique s'opère vers le fluide secondaire. Au cours de ce refroidissement à pression P_{HP} constante, le fluide subit une transition de phase : la liquéfaction. En sortie de condenseur, le fluide est redevenu entièrement liquide.

4.1.4. Le détendeur

Pour fermer le cycle, le liquide haute pression traverse le détendeur. Cette transformation est modélisée comme étant isenthalpique ($h_{sortie} = h_{entre}$). La chute de pression de P_{HP} vers P_{BP} provoque une vaporisation qui consomme de l'énergie interne et fait chuter la température du fluide. Le fluide retrouve ainsi son état de mélange froid nécessaire à une nouvelle phase d'évaporation.

4.1.5. Bilan

On peut résumer le cycle par les échanges suivants :

1. Dans le compresseur : Gain de travail mécanique ($w > 0$).
2. Dans le condenseur : Perte de chaleur vers la source chaude ($q_c < 0$).
3. Dans le détendeur : Aucun échange avec l'extérieur.

4. Dans l'évaporateur : Gain de chaleur depuis la source froide ($q_f > 0$).

Le cycle peut être résumé par l'application du premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire. Sur un cycle complet, la variation d'enthalpie du fluide est nulle, ce qui conduit à la relation :

$$\Delta U = w + q_f + q_c = 0$$

L'enchaînement de ces processus permet de forcer un flux thermique de la source froide vers la source chaude. Le fluide capte d'abord des calories à basse température dans l'évaporateur. Le compresseur "élève" ensuite le potentiel thermique du fluide en augmentant sa pression, ce qui le rend plus chaud que la source chaude. Le fluide peut alors naturellement céder sa chaleur dans le condenseur. Enfin, la détente ramène le fluide à un état de basse pression et basse température pour recommencer le cycle.

4.2. Analyse quantitative

4.2.1. Transferts thermiques et travail massique

Le passage du fluide dans les échangeurs thermiques (évaporateur et condenseur) est modélisé par des transformations isobares. En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire, la chaleur échangée par unité de masse est égale à la variation d'enthalpie du fluide : $q = \Delta h$.

— Échange avec la source froide (q_f) : À l'évaporateur (transformation $B \rightarrow C$) :

$$q_f = h_C - h_B = 410 - 250 = 160 \text{ kJ/kg}$$

Le signe positif confirme que le fluide reçoit de l'énergie de la source froide.

— Échange avec la source chaude (q_c) : Au condenseur (transformation $D \rightarrow A$) :

$$q_c = h_A - h_D = 250 - 440 = -190 \text{ kJ/kg}$$

Le signe négatif confirme que le fluide cède de l'énergie à la source chaude.

— Travail massique du compresseur (w) : À partir du bilan sur le cycle ($\Delta h_{cycle} = 0 \implies w + q_f + q_c = 0$), on en déduit :

$$w = -(q_f + q_c) = -(160 - 190) = 30 \text{ kJ/kg}$$

4.2.2. Calcul des efficacités réelles et de Carnot

L'efficacité énergétique η est le rapport entre l'énergie utile récupérée et l'énergie coûteuse fournie (le travail).

— Mode Pompe à Chaleur (PAC) : L'énergie utile est la chaleur cédée au condenseur.

$$\eta_{PAC} = \frac{|q_c|}{w} = \frac{190}{30} \approx 6,33$$

— Mode Machine Frigorifique (MF) : L'énergie utile est la chaleur absorbée à l'évaporateur.

$$\eta_{MF} = \frac{q_f}{w} = \frac{160}{30} \approx 5,33$$

L'efficacité de Carnot représente la limite théorique maximale pour une machine ditherme fonctionnant entre deux sources aux températures T_F et T_C . Les températures des sources sont définies comme les moyennes des fluides secondaires :

$$T_F = \frac{T_{e,f} + T_{s,f}}{2} = \frac{29,2 + 21,9}{2} = 25,55 \text{ }^\circ\text{C} = 298,7 \text{ K}$$

$$T_C = \frac{T_{e,c} + T_{s,c}}{2} = \frac{29,2 + 38,1}{2} = 33,65 \text{ }^\circ\text{C} = 306,8 \text{ K}$$

Les efficacités théoriques de Carnot sont :

$$\eta_{PAC,Carnot} = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{306,8}{306,8 - 298,7} \approx 37,9$$

$$\eta_{MF,Carnot} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{298,7}{306,8 - 298,7} \approx 36,9$$

4.2.3. Commentaires

On observe que $\eta_{exp} < \eta_{Carnot}$. Cet écart important est attendu car le cycle de Carnot suppose des transformations réversibles. Dans notre machine, les irréversibilités (frottements, pertes de chaleur avec l'extérieur) dégradent les performances réelles.

4.3. Détermination des échanges d'énergie par unité de temps

4.3.1. Relation entre énergie massique et puissance

La puissance \mathcal{P} (en Watts) correspond au flux d'énergie échangé par unité de temps. Pour un système en régime stationnaire, elle est reliée à l'énergie massique e (en J/kg) par le produit du débit massique \dot{m} (en kg/s) :

$$\mathcal{P} = \dot{m} \cdot e$$

4.3.2. Calcul des puissances associées au fluide frigorigène

Le débit massique du fréon a été relevé à $\dot{m}_{fron} = 12,0$ kg/h. Converti en unités SI :

$$\dot{m}_{fron} = \frac{12,0}{3600} \approx 3,33 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Les puissances thermiques au condenseur (\mathcal{P}_c), à l'évaporateur (\mathcal{P}_f) et la puissance mécanique reçue par le fluide (\mathcal{P}_w) sont :

- $\mathcal{P}_c = \dot{m}_{fron} \cdot q_c = 3,33 \times 10^{-3} \cdot (-190 \times 10^3) \approx -633,3 \text{ W}$
- $\mathcal{P}_f = \dot{m}_{fron} \cdot q_f = 3,33 \times 10^{-3} \cdot (160 \times 10^3) \approx 533,3 \text{ W}$
- $\mathcal{P}_w = \dot{m}_{fron} \cdot w = 3,33 \times 10^{-3} \cdot (30 \times 10^3) \approx 100,0 \text{ W}$

4.3.3. Étude des circuits secondaires

Pour les fluides secondaires (eau), la transformation est considérée comme monobare. La chaleur massique échangée est $q_{2nd} = C_{eau} \cdot \Delta T$. Le débit massique de l'eau pour les deux circuits est $\dot{m}_{eau} = \rho_{eau} \cdot d_w = 1000 \cdot (1,67 \times 10^{-5}) \approx 1,67 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$.

— Source chaude :

$$\mathcal{P}_{C,2nd} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{eau} \cdot (T_{s,c} - T_{e,c}) = 1,67 \times 10^{-2} \cdot 4180 \cdot (38,1 - 29,2) \approx 621,3 \text{ W}$$

— Source froide :

$$\mathcal{P}_{F,2nd} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{eau} \cdot (T_{s,f} - T_{e,f}) = 1,67 \times 10^{-2} \cdot 4180 \cdot (21,9 - 29,2) \approx -509,6 \text{ W}$$

On observe que $|\mathcal{P}_{C,2nd}| \approx |\mathcal{P}_c|$ et $|\mathcal{P}_{F,2nd}| \approx |\mathcal{P}_f|$. Les légers écarts s'expliquent par les pertes thermiques entre les échangeurs et l'air ambiant ainsi que par l'incertitude sur les lectures du diagramme de Mollier. Le bilan est donc cohérent : la puissance cédée par le fréon est bien récupérée par l'eau.

4.3.4. Comparaison avec la puissance électrique (Question d)

La puissance électrique active consommée par le compresseur est donnée par :

$$\mathcal{P}_{elec} = 0,8 \cdot U \cdot I = 223 \text{ W}$$

1

On constate que $\mathcal{P}_{elec} > \mathcal{P}_w$. La différence représente les pertes du compresseur. Toute l'énergie électrique consommée n'est pas transmise au fluide sous forme de pression ; une partie est dissipée par effet Joule dans le moteur électrique et par frottements mécaniques dans le piston. Ces pertes sont très importantes car on a une différence de presque 100% !

1. Donnée directement par la machine frigorifique

4.3.5. Efficacités ramenées à la consommation électrique

On définit les efficacités réelles (globales) de la machine en rapportant la puissance thermique utile non plus au travail reçu par le fluide, mais à la puissance électrique réellement consommée par le compresseur ($\mathcal{P}_{elec} = 223 \text{ W}$).

— Efficacité PAC électrique :

$$\eta_{PAC,elec} = \frac{|\mathcal{P}_c|}{\mathcal{P}_{elec}} = \frac{633,3}{223} \approx 2,84$$

— Efficacité MF électrique :

$$\eta_{MF,elec} = \frac{\mathcal{P}_f}{\mathcal{P}_{elec}} = \frac{533,3}{223} \approx 2,39$$

Ces valeurs sont logiquement inférieures aux efficacités calculées précédemment sur le fluide seul ($\eta_{PAC} \approx 6,33$ et $\eta_{MF} \approx 5,33$). Cet écart s'explique par le rendement du compresseur électrique : une partie importante de l'énergie électrique consommée (environ 55%) est dissipée par effet Joule ou frottements mécaniques avant d'être transmise au fluide sous forme de travail de compression ($\mathcal{P}_w \approx 100 \text{ W}$ contre $\mathcal{P}_{elec} = 223 \text{ W}$).

5. Conclusion

Ce TP nous a permis d'analyser concrètement le cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à compression. Les résultats obtenus sont cohérents avec la théorie : L'efficacité du fluide seul ($\eta_{PAC} \approx 6,33$ et $\eta_{MF} \approx 5,33$) est, comme prévu, bien inférieure à l'efficacité théorique de Carnot (≈ 37) en raison des irréversibilités du cycle.

L'analyse de la puissance électrique consommée (223 W) a révélé un rendement électromécanique de compression d'environ 45%, soulignant l'importance des pertes par effet Joule et des frottements mécaniques dans un système réel.

En conclusion, malgré ces pertes, la machine reste performante. En mode Pompe à Chaleur, elle présente une efficacité électrique réelle de 2,84 ce qui signifie qu'elle transfère presque trois fois plus d'énergie thermique vers la source chaude qu'elle n'en consomme sous forme électrique (en puisant le complément dans la source froide).