

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
ENP D'ORAN "MAURICE AUDIN"

---

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

---



---

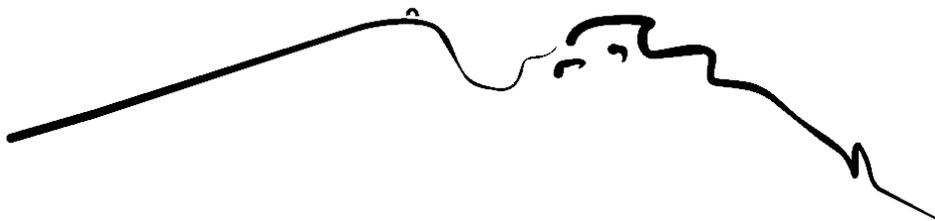
---

# SUPPORT DE COURS N° 7

---

---

Formation de Master  
SYSTÈME FRIGORIFIQUE  
PRODUCTION DU FROID



---

Enseignant : Dr. Sid Ali LITIM

---

## I. Généralités sur le froid

Le froid désigne l'absence de chaleur dans un objet, une substance ou une zone. Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variées (industries agroalimentaires, médecine, confort thermique, pétrochimie...) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte...) et de prolonger la durée de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges.

On distingue dans le domaine du froid deux domaines distincts [1]:

### I.1. La réfrigération

Consiste à produire et maintenir une température inférieure à la température ambiante ;

### I.2. La cryogénie

Est la science des propriétés de la matière à très basse température (quelques K).

La distinction entre réfrigération et cryophysique diffère selon l'usage.

Dans l'industrie la réfrigération s'arrête souvent à la liquéfaction de l'air (-190 °C environ).

### I.3. Quelques températures d'ébullition

Point d'ébullition (Point critique)		
°C	K	
100	373	eau
-199	77	Azote liquide (N <sub>2</sub> )
-269	4	Helium liquide (He)

**Remarque :** L'air étant un mélange (80 % azote, 20 % oxygène environ), il n'y a pas de température critique au sens propre. Néanmoins il est possible de liquéfier l'air à une température inférieure à -140°C.

Il existe plusieurs procédés pour la production du froid :

- Détente adiabatique d'un gaz ou d'une vapeur,
- Vaporisation d'un liquide volatil,
- Détente à enthalpie constante (isenthalpe),
- Dissolution de certains sels,
- Production du froid par absorption.

## II. Cycle frigorifique détaillé

### II.1 Installation frigorifique à compression de vapeur

La majorité des pompes à chaleur fonctionnent selon le même principe qu'un réfrigérateur. Cela veut dire qu'elles utilisent le cycle thermodynamique, aussi appelé cycle frigorifique, pour retirer des calories à un endroit afin de les restituer dans un autre. Ce cycle utilise les propriétés physiques

d'un fluide particulier, appelé fluide frigorigène, en le faisant capter ou rejeter de la chaleur selon la pression à laquelle il est soumis.

Ce cycle est utilisé pour générer du chaud comme du froid. C'est pourquoi on l'utilise dans les pompes à chaleur comme dans les procédés de refroidissement.

Cette rubrique explique les différentes étapes de ce cycle ainsi que les éléments qui le composent.

## II.2. Principe de fonctionnement

Afin de comprendre le cycle frigorigène, il est tout d'abord nécessaire d'en maîtriser ses bases physiques.

Comme chacun sait, il existe 3 états de la matière à savoir : solide, liquide et gazeux. Il est courant de dire que ces 3 états dépendent de la température.

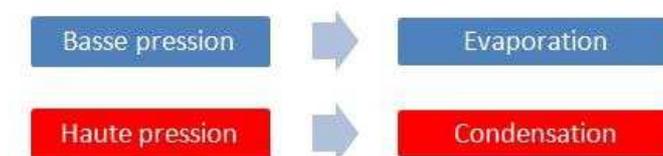
Prenons l'exemple connu de l'eau. On a l'habitude de dire qu'elle est à l'état solide en dessous de 0°C. De 0 à 99°C, elle est à l'état liquide et à partir de 100°C elle passe à l'état gazeux.

Mais cela est seulement vrai dans les conditions de pression atmosphérique normales à savoir 1 atm soit environ 1 bar.

Si les conditions de pression changent, les températures de changement d'état vont également varier. Ainsi, à une pression plus basse, une matière à l'état liquide nécessitera une température moins importante pour passer à l'état gazeux. A l'inverse, si on augmente la pression dans une matière à l'état gazeux, son passage à l'état liquide se fera dans des conditions de température bien moindres.

C'est précisément ce principe qui est utilisé avec le fluide frigorigène d'une pompe à chaleur ou d'un frigo. Le fluide liquide est amené à une pression basse où son point d'évaporation est réduit. La chaleur nécessaire à son passage à l'état gazeux est captée dans le milieu. Le fluide est ensuite comprimé et amené à haute pression où sa température de condensation (soit son passage de l'état gazeux à liquide) sera bien moindre. La chaleur dont doit se débarrasser pour changer d'état est relâchée et le fluide redevient liquide. Il est ensuite détendu à basse pression et le cycle peut recommencer.

*En résumé :*



Il est à noter que le fluide utilisé est choisi selon sa capacité à absorber/ relâcher la chaleur à des pressions données. Chaque fluide possède ses caractéristiques et certains fluides seront par exemple davantage utilisés pour créer du chaud alors que d'autres correspondront plus à la création de froid.

### II.3. Notions de diagramme enthalpique

Le diagramme enthalpique, aussi appelé diagramme de Mollier, est une notion importante dans la compréhension du cycle frigorifique. Il s'agit d'un graphique spécifique à chaque fluide exprimant son niveau de saturation pression-température sous forme de cloche.

L'axe des abscisses exprime l'enthalpie du fluide soit la quantité d'énergie contenue pour 1 kg de ce dernier. L'axe des ordonnées est consacré à la pression. De manière très simplifiée, voici un diagramme d'enthalpie montrant la cloche de saturation d'un fluide:

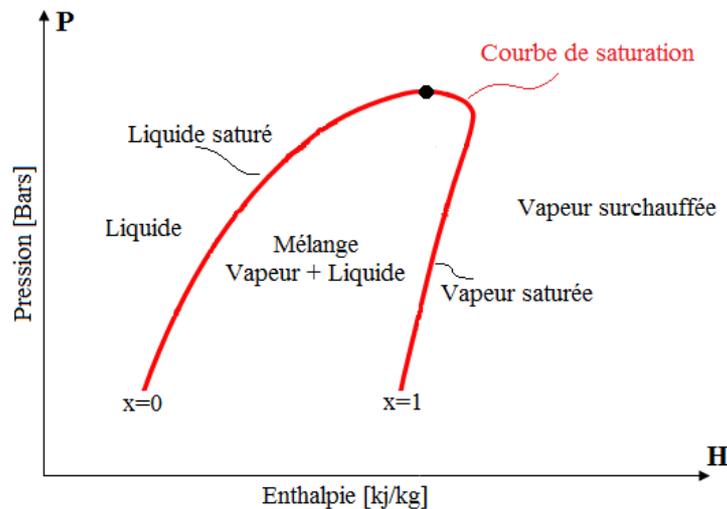


Figure 1. Diagramme enthalpique (Molier)

Au delà de cette cloche, le fluide est saturé et ne peut plus changer d'état.

### II.4. Description du cycle

Afin de comprendre comment fonctionne le cycle frigorifique, il est important de considérer chacune de ses étapes et leur fonctionnement spécifique.

Ce cycle comporte 4 étapes principales à savoir :

- L'évaporation
- La compression
- La condensation
- La détente

Selon l'étape, le fluide sera à pression, température et/ou état différent. Le changement de pression est la clé du système frigorifique car elle permet au fluide d'être dans les conditions idéales pour capter ou relâcher les calories. Voici un schéma-type d'un cycle frigorifique en rapport avec le diagramme enthalpique [2] :

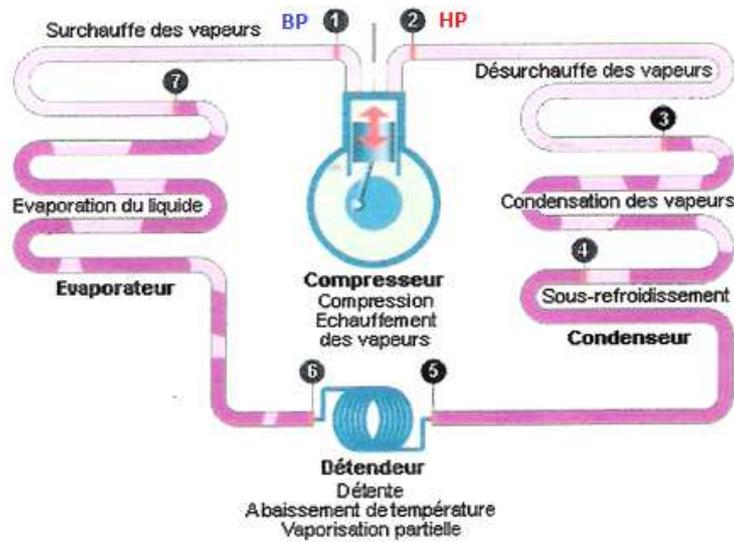


Figure 2. Représentation du cycle frigorifique

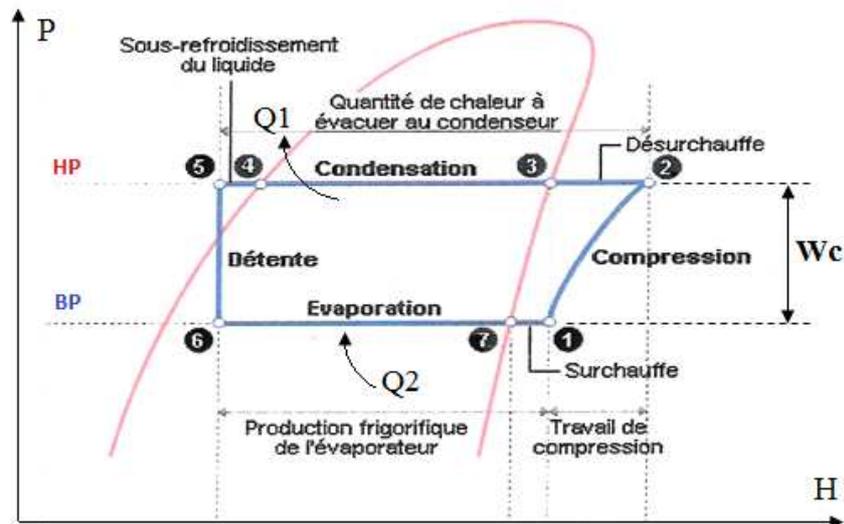


Figure 3. Exemple de circuit de réfrigération

### Résumé :

**HP** : Haute pression

**BP** : Basse pression

1-2 : Compression

3-4 : Condensation

5-6 : Détente

6-7 : Evaporation

### II.4.1. Compression (1 - 2)

La compression est opérée par le compresseur. Celui-ci est un élément du système chargé d'amener le fluide de la **basse pression** à la **haute pression**. Il va compresser le fluide afin d'y augmenter la pression.

Le compresseur est généralement entraîné grâce à de l'énergie électrique et la compression s'y fait la plupart du temps de manière mécanique.

Il est important que le fluide soit entièrement à l'état gazeux pour cette étape car de nombreux compresseurs sont sensibles aux **coups de liquide** c'est-à-dire à la compression d'un liquide. Le fluide à l'état liquide ne réclamant pas les mêmes conditions de compression, il risque de gravement endommager le compresseur s'il y est amené. C'est pourquoi des dispositifs sont prévus pour empêcher ce type d'accident. De nombreux compresseurs nécessitent une lubrification constante afin de fonctionner correctement. On mêle alors de l'huile spécialement adaptée au fluide frigorigène lorsqu'il passe par le compresseur.

#### II.4.1.1. Travail de compression ( $W_c$ )

$$W_c = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]}$$

#### II.4.1.2. Puissance de compression ( $P_c$ )

$$P_c = q_m \cdot W_c = q_m \cdot (h_2 - h_1) \text{ [kW]}$$

#### II.4.2. Condensation (3 - 4)

A ce niveau, le fluide est à **haute pression** et chargé des calories captées à l'évaporateur. Son niveau de pression le rend très enclin à céder la chaleur dont il est chargé. Il passe dans un échangeur appelé condenseur où toutes ses calories vont être relâchées alors qu'il repasse à l'état liquide en se condensant. On dit que le milieu dans lequel l'échangeur est installé est la **source chaude** du cycle.

Dans le cas de production de froid, la chaleur relâchée au condenseur peut être soit perdue dans l'environnement soit récupérée selon les cas. La récupération nécessitera alors un dispositif adéquat.

Dans le cas de production de chaleur, c'est l'énergie relâchée par le condenseur qui va être utilisée pour chauffer les locaux. Il faudra donc veiller à ce qu'elle soit maximale.

Sous-refroidissement (4-5):

Le fluide est sous-refroidi afin d'assurer son passage total à l'état liquide.

Le sous-refroidissement est généralement de 4 à 7°C.

Contrairement à la surchauffe, il n'est pas toujours contrôlé car ne présente pas un danger direct pour les composants de l'installation.

Il a néanmoins une influence sur l'efficacité du cycle et doit être pris en compte.

#### II.4.3. Détente (5 - 6)

Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené de **haute pression** à **basse pression**. Cette diminution de pression est nécessaire afin d'amener le fluide dans des conditions où il pourra à nouveau capter de la chaleur de manière optimale.

Le détendeur est également un dispositif de régulation de débit dans l'installation. Il est pour cela relié de manière physique ou électronique à la sortie de l'évaporateur où il mesure la température du fluide. Il modulera ensuite le débit en fonction de cette dernière. L'enthalpie au point 5 et sont les mêmes,  $h_5 = h_6$ .

#### II.4.4. Évaporation (6 - 7)

Elle est mise en œuvre grâce à un échangeur de chaleur appelé évaporateur. On dit qu'il se situe au niveau de la source froide. Le fluide frigorigène y capte la chaleur de l'ambiance afin de passer de l'état liquide à l'état gazeux. Il est alors à **basse pression** et sa température d'évaporation est faible. Dans le cas de production de froid, on place l'évaporateur dans l'espace à refroidir. Dans le cas d'une pompe à chaleur utilisée pour faire du chaud, l'évaporateur sera placé dans le milieu fournissant les calories. Voici quelques exemples de milieux pour les principaux types de pompe à chaleur :

Type de pompe à chaleur	Source froide
Aérothermique	Air
Hydrothermique	Eau
Géothermique	Sol

#### II.4.5. Surchauffe (7 - 1)

On provoque la surchauffe en sortie d'évaporateur pour s'assurer que tout le fluide soit passé à l'état gazeux. On évite ainsi les coups de liquide et on assure le bon fonctionnement de l'installation. Il faut également maintenir une surchauffe raisonnable afin de pouvoir convenablement dessurchauffer les gaz après la compression. Une surchauffe trop élevée a une incidence sur le taux de compression du fluide et donc sur l'efficacité du compresseur.

La surchauffe est généralement de 5 à 8°C.

La surchauffe est contrôlée par le détendeur. Si elle augmente, le détendeur laisse passer davantage de fluide ce qui augmente le débit. Si le débit augmente, la surchauffe diminuera.

Si par contre la surchauffe diminue, le détendeur réduit le débit de l'installation. Un débit plus faible permet d'augmenter la surchauffe et donc de la rééquilibrer.

Voici un tableau reprenant les différentes caractéristiques du fluide selon son emplacement dans le cycle :

Evaporateur (6-7)	Basse pression	Passage à l'état gazeux	Passage à température élevée
Circuit évaporateur-compresseur (7-1)	Basse pression	Gazeux	Elevée
Compresseur (1-2)	Passage en haute pression	Gazeux	Elevée
Circuit compresseur-condenseur (2-3)	Haute pression	Gazeux	Elevée
Condenseur (3-4)	Haute pression	Passage à l'état liquide	Passage à basse température
Circuit condenseur-détendeur (4-5)	Haute pression	Liquide	Basse
Détendeur (5-6)	Passage à basse pression	Liquide	Basse
Circuit détendeur-évaporateur (6-7)	Basse pression	Liquide	Basse

### II.4.5.1. Puissance frigorifique

$$P_f = q_m \cdot (h_1 - h_6)$$

### II.5. Cycle frigorifique et COP (COefficient de Performance) ou $\epsilon$ Efficacité de l'installation

Pour rappel, le COP est le coefficient d'efficacité d'une installation produisant ou transférant de la chaleur. Au niveau du cycle frigorifique, il varie en fonction de l'écart de température ( $T$ ) entre la source froide et la source chaude. Autrement dit, si on désire une température de local élevée alors que la température extérieure est basse, le COP va diminuer. L'inverse est également vrai.

Plus précisément, une diminution de 1 K de la source froide va diminuer le COP de 1,8 %. Une augmentation de 1 K de celle ci permettra en revanche d'augmenter le COP de 1,6%.

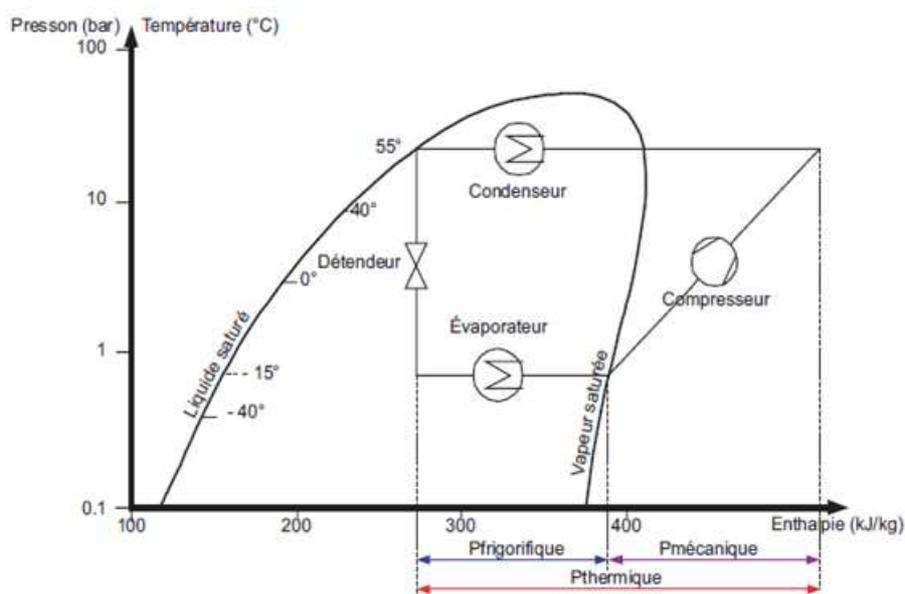
#### II.5.1. L'efficacité $\epsilon$ d'une installation

C'est le rapport entre la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur (puissance frigorifique) et la quantité d'énergie électrique totale absorbée par l'installation (puissance de compression), soit principalement le compresseur mais également les équipements annexes (ventilateurs, pompes de circulation d'eau, ...)

$$\epsilon = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance de compression}} = \frac{P_f}{P_c}$$

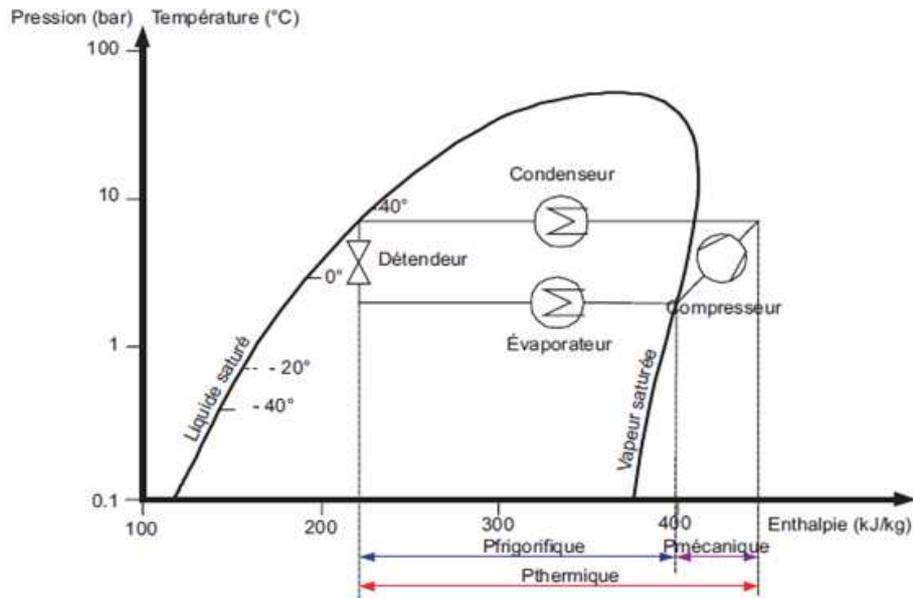
$$\epsilon = \frac{q_m \times (h_1 - h_6)}{q_m \times (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} = \frac{Q_2}{W} > 1$$

Voici 2 exemples de cycles frigorifiques dont on peut constater les différents  $T$  entre source chaude et source froide.



**Figure 4.** Effet de l'écart des 2 températures chaude et froide sur l'efficacité du cycle frigorifique (Exemple 1)

L'écart dans ce diagramme est important. Comme on peut observer, températures et pressions sont intimement liées et un  $\Delta t$  élevé entrainera un plus grand écart HP-BP. On constate que, pour faire passer le fluide de basse pression à haute pression, le compresseur devra fournir un travail mécanique important par rapport à la puissance thermique globale. Cela aura un impact sur le COP qui diminuera.



**Figure 5.** Effet de l'écart des 2 températures chaude et froide sur l'efficacité du cycle frigorifique (Exemple 12)

A l'inverse, ce diagramme est celui d'un cycle frigorifique où l'écart de température est faible. On peut constater que le travail mécanique à fournir par le compresseur sera faible par rapport à la puissance thermique dégagée. Cela aura pour conséquence un COP plus élevé [2].

### III. Choix d'un fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est un fluide pur ou un mélange de fluides purs utilisés dans les installations thermodynamiques de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur [3].

Un ensemble de critères permettent de définir le fluide le mieux adapté à une certaine utilisation.

#### III.1. Les types de fluides

Les **CFC**, (chlorofluorocarbures) interdits depuis le 1er janvier 2001.

Les **HCFC** (hydrochlorofluorocarbures), par exemple le R-22, nocif pour la couche d'ozone et générateurs d'effet de serre.

Les **HFC** (hydrofluorocarbures), par exemple les R-134a, R-404A, R-407C, R-410A et R-507A, ont une action sur l'effet de serre.

Les fluides réfrigérants naturels, par exemple le R-717(ammoniac), R-744 (CO<sub>2</sub>), R-290 (propane), R-600a (isobutane) et R-718 (eau) n'ont aucune action sur la couche d'ozone et l'effet de serre.

## III.2. Critère de choix d'un fluide

### III.2.1. Critères thermodynamiques

- Bonnes propriétés thermodynamiques en générale
- Puissance frigorifique volumétrique élevée
- Température critique élevée
- Point de congélation bas
- Taux de compression inférieur à 10 (pression condensation/pression évaporation)
- Pression adaptée aux matériels et aux conditions d'utilisations
- Miscibilité avec le lubrifiant
- Stabilité chimique et thermique

### III.2.2. Critères environnementaux (Indices d'impact)

Pour établir l'impact des fluides frigorigènes sur la couche d'ozone et l'effet de serre, trois indices principaux ont été définis :

- ODP : Ozone Depletion Potential;
- GWP : Global Warning Potential;
- TEWI : Total Equivalent Warning Impact.

#### - ODP (Ozone Depletion Potential)

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir soit R11 ou R12 qui ont un ODP = 1. **Ce coefficient doit être le plus faible possible.**

#### - GWP (Global Warning Potential) ou PRG (Potentiel de Réchauffement global)

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir le CO<sub>2</sub>, et pour des durées bien déterminées (20, 100, 500 ans). Le CO<sub>2</sub> a un GWP = 1. **Plus ce chiffre est élevé plus le fluide est nocif.**

#### - TEWI (Total Equivalent Warning Impact)

Le TEWI est un concept permettant de valoriser le réchauffement planétaire (global warming) durant la vie opérationnelle d'un système de réfrigération par exemple, utilisant un fluide frigorigène déterminé en tenant compte de l'effet direct dû aux émissions de fluide frigorigène et à l'effet indirect dû à l'énergie requise pour faire fonctionner le système.

À titre indicatif, il est donné par la formule :

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + (GWP \times m[1 - C]) + n \times E \times \beta$$

d'où :

- GWP : Global Warming Potential;

- L : émissions annuelles de fluide en kg;
- n : durée de vie du système en années;
- m : charge en fluide frigorigène en kg;
- C : facteur de récupération / recyclage compris entre 0 et 1;
- E : consommation annuelle d'énergie en kWh;
- $\beta$  : émission de CO2 en kg / kWh.

### III.2.3. Critères de sécurité

- Non inflammable
- Non toxique pour l'homme à faible concentration.

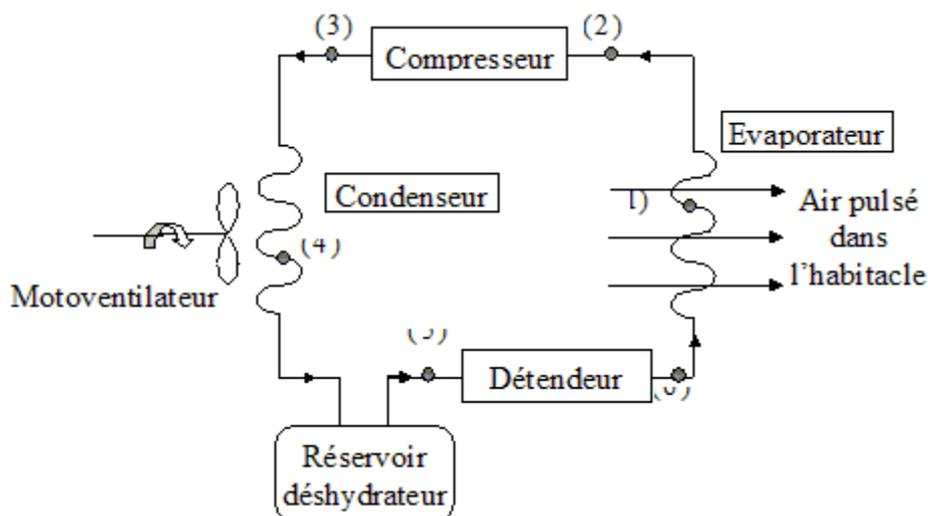
## IV. Exercices corrigés :

### IV.1. Exercice n° 1 (cycle de production du froid d'une climatisation auto) [4]

Les véhicules équipés de la climatisation en série occupent une place de plus en plus importante sur le marché automobile : en 2005, cet équipement a été présent sur près de 90 % des véhicules neufs en France. Le fluide frigorigène subissant le cycle est de l'hydrofluorocarbone HFC connu sous le code R134a .

On admet qu'il se conduit à l'état gazeux comme un gaz parfait de caractéristique massique  $r = 85 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  et d'exposant adiabatique  $\gamma = c_p/c_v = 1,12$ .

Le cycle théorique du R134a est le suivant :



- En (1), dans l'évaporateur, le fluide frigorigène est entièrement à l'état de vapeur saturante :  $p_1=3,5$  bar,  $\theta_1=5,0$  °C,  $h_1= 400 \text{ kJ kg}^{-1}$ . Il subit alors un échauffement isobare en sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur caractérisé par l'état :  $p_2=3,5$  bar,  $\theta_2$ ,  $h_2=415 \text{ kJ kg}^{-1}$ .

- La vapeur surchauffée basse pression est alors comprimée par le compresseur de 3,5 bar à 10 bar (état (3)). Sa température est alors  $\theta_3$ . La compression est supposée adiabatique réversible.

- Entre (3) et (4), la vapeur surchauffée haute pression est refoulée dans le condenseur où elle cède à l'air extérieur une quantité de chaleur sous pression constante. Le fluide frigorigène se condense alors entièrement (état (4)).

- En sortie du condenseur, le fluide liquéfié se sous-refroidit et traverse un réservoir déshydrateur, toujours à pression constante. L'état (5) caractérise ce sous refroidissement.

Entre(5) et (6), le fluide est acheminé dans un détendeur où il subit une détente isenthalpique ; sa pression passe alors de 10 bar à 3,5 bar. Le fluide se vaporise alors partiellement. L'état (5) est caractérisé par les données suivantes : titre massique en vapeur 20 % ; température  $\theta_6=5,0^\circ\text{C}$  ; pression  $p_6=3,5$  bar.

- Enfin, il pénètre dans l'évaporateur et absorbe en s'évaporant une certaine quantité de chaleur provenant de l'air pulsé en direction de l'habitacle. L'air arrive rafraîchi dans l'habitacle.

Dans tout le problème, le débit massique du R134a a pour valeur :  $q_m=0,13$  kg s<sup>-1</sup>.

### **A - Caractéristique du R134a :**

Montrer que la capacité thermique massique à pression constante  $c_p$  du fluide frigorigène est :  $c_p= 0,79\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

### **B - Étude du cycle du fluide frigorigène :**

Placer, sur le diagramme enthalpique (annexe à joindre avec la copie), les 6 points correspondant aux différents états du cycle du fluide frigorigène. Tracer le cycle en précisant le sens du parcours.

En utilisant le diagramme enthalpique, indiquer la valeur de la température de surchauffe du fluide basse pression. Pour la suite du problème, on prendra  $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ .

La compression de l'état à l'état est supposée adiabatique réversible (isentropique). En utilisant le cycle tracé à la question précédente, vérifier que la température de fin de compression isentropique est :  $\theta_3 = 55^\circ\text{C}$ .

- Relever, sur le diagramme, le travail massique de transvasement que doit fournir le compresseur par kilogramme de fluide lors de sa compression adiabatique.

- En déduire la puissance que doit fournir le compresseur au fluide caloporteur.

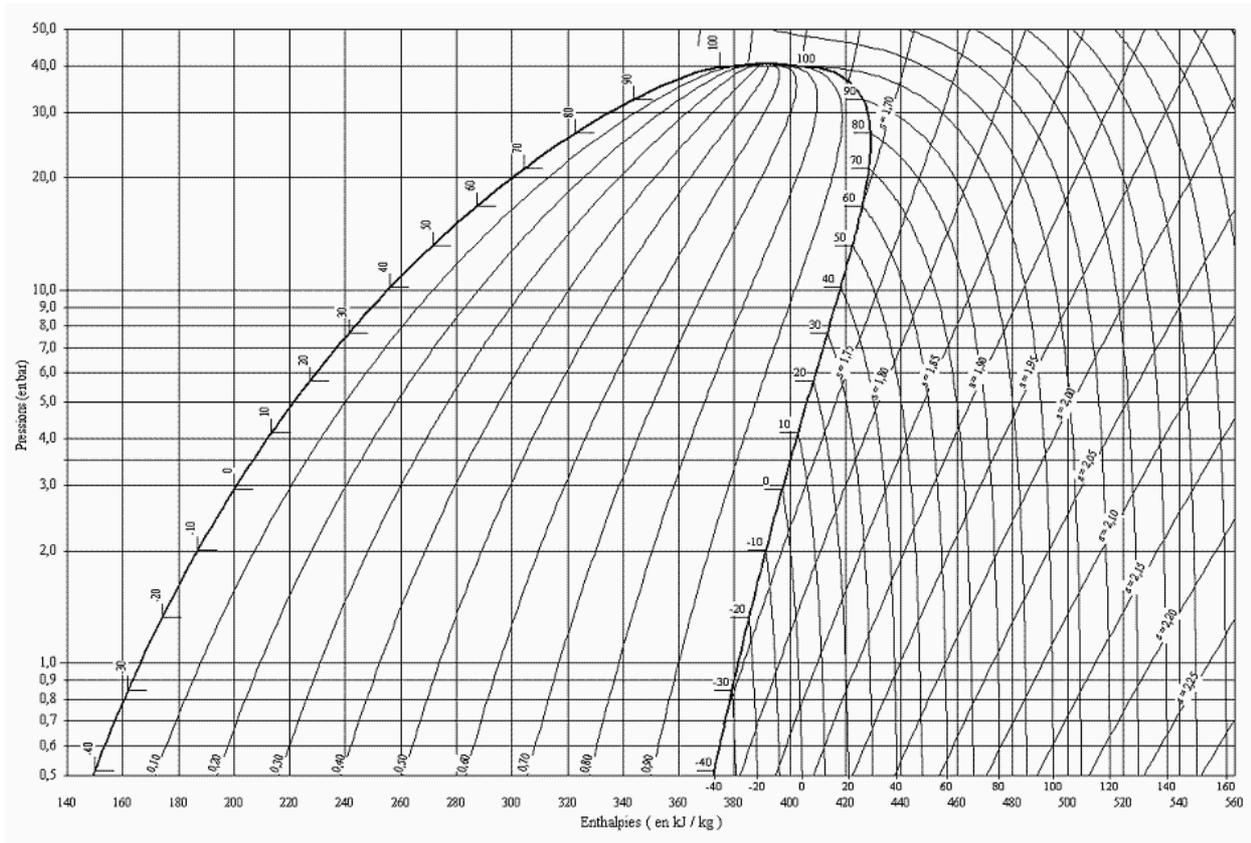
Préciser les différentes transformations subies par le fluide frigorigène, entre la sortie du compresseur (état (3)) et l'amont du détendeur (état(5)). Mesurer à l'aide du diagramme la quantité de chaleur  $q_c$  échangée par kilogramme de fluide entre ces deux états. Préciser et interpréter le signe de  $q_c$ .

Déterminer la quantité de chaleur  $q_f$  échangée avec l'air pulsé vers l'habitacle par kilogramme de fluide au niveau de l'évaporateur (entre les états (6) et (2) ). Préciser et interpréter le signe de  $q_f$ .

En déduire la puissance frigorifique  $P_2$  produite par la climatisation automobile.

### **C - Efficacité de l'installation**

Définir puis calculer le coefficient de performance de l'installation.



### A - Caractéristique du R134a :

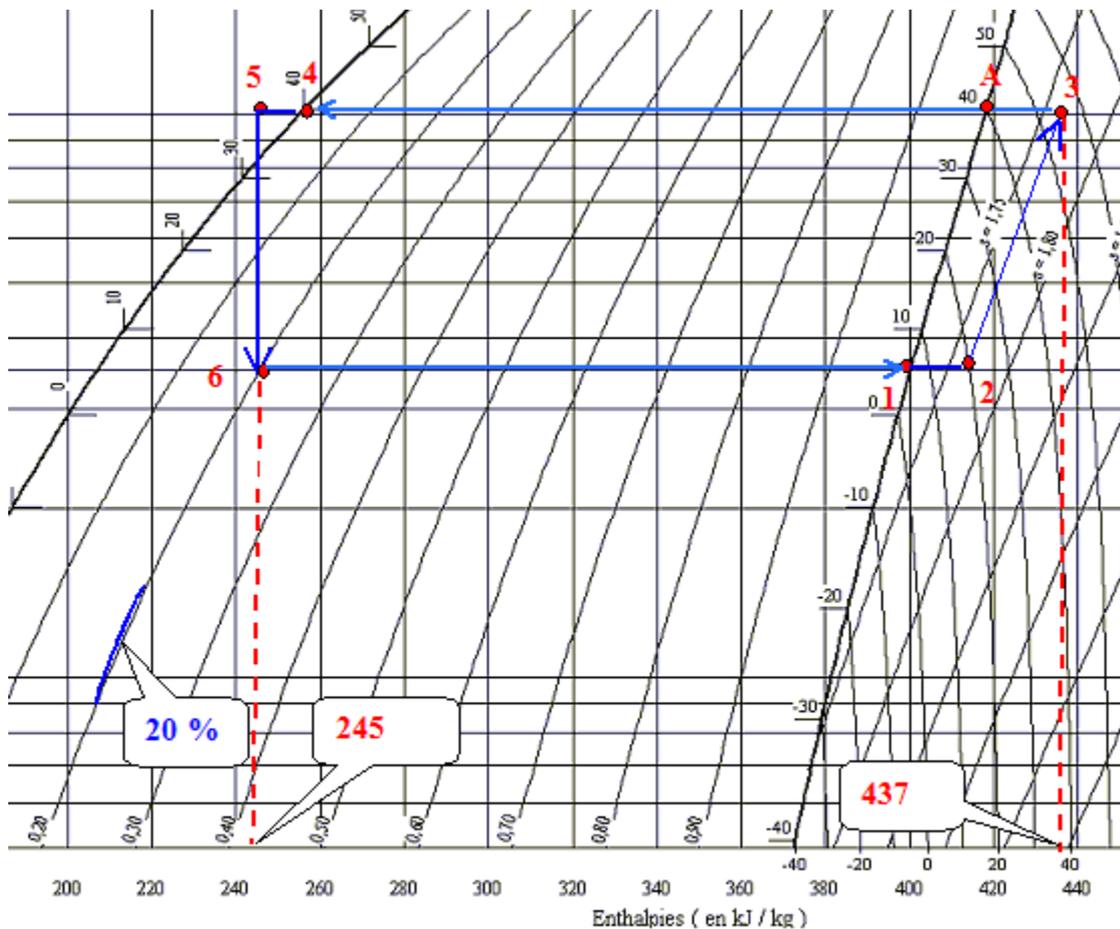
Capacité thermique massique à pression constante  $c_p$  du fluide frigorigène :  
 Pour le fluide sous forme de gaz parfait :  $\gamma = c_p/c_v = 1,12$  ;  $c_v = c_p / \gamma$ .

D'autre part , la relation de Meyer s'écrit :  $r = c_p - c_v$ .

$$c_p = c_v + r = c_p / (\gamma + r) \quad \rightarrow \quad c_p = r / (1 - 1/\gamma)$$

$$c_p = 85 / (1 - 1/1,12) \quad \rightarrow \quad c_p = 793 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

### B - Étude du cycle du fluide frigorigène :



**Travail massique de transvasement que doit fournir le compresseur par kilogramme de fluide lors de sa compression adiabatique :**

$$h_3 = 437 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ ( lecture graphe état (3)) ; } h_2 = 415 \text{ kJ kg}^{-1}.$$

Écrire le premier principe de la thermodynamique entre l'état (2) et l'état (3)

$$W_{23} + Q_{23} = h_3 - h_2$$

La compression étant adiabatique :  $Q_{23} = 0$  d'où  $W_{23} = h_3 - h_2 = 22 \text{ kJ. kg}^{-1}$

**Puissance que doit fournir le compresseur au fluide caloporteur :**

Puissance (kW) = débit massique (  $\text{kg s}^{-1}$  ) \* travail massique (  $\text{kJ kg}^{-1}$  )

$$P = 0,13 \times 22 = 2,9 \text{ kW}$$

**Les différentes transformations subies par le fluide frigorigène, entre la sortie du compresseur (état (3)) et l'amont du détendeur (état(5))**

- (3) : vapeur sèche surchauffée
- (point A) : vapeur sèche saturée
- (4) liquide saturé
- (3) → (4) condensation du gaz.
- (5) liquide sous-refroidi.

**Quantité de chaleur  $q_c$  échangée par kilogramme de fluide entre ces deux états (3) et (5) :**

$$h_3 = 437 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ ( lecture graphe état (3)) ; } h_5 = 245 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ ( lecture graphe état (5))}$$

Écrire le premier principe de la thermodynamique entre l'état (3) et l'état (5)

$$W_{35} + Q_{35} = h_5 - h_3$$

La transformation étant isobare :  $W_{35} = 0$

$$\text{d'où } Q_{35} = h_5 - h_3 = -192 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

La valeur négative prouve que le fluide cède de la chaleur au milieu extérieur.

**Quantité de chaleur  $q_f$  échangée avec l'air pulsé vers l'habitacle par kilogramme de fluide au niveau de l'évaporateur (entre les états (6) et (2) ) :**

$$h_6 = 245 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ ( lecture graphe état (6)) ; } h_2 = 415 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ ( lecture graphe état (2))}$$

Écrire le premier principe de la thermodynamique entre l'état (6) et l'état (2)

$$W_{62} + Q_{62} = h_2 - h_6$$

La transformation étant isobare :  $W_{62} = 0$

$$\text{d'où } Q_{62} = h_2 - h_6 = +170 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

valeur positive, le fluide reçoit de la chaleur du milieu extérieur.

**Puissance frigorifique  $P_2$  produite par la climatisation automobile :**

$$\text{Puissance (kW)} = \text{débit massique ( kg s}^{-1} \text{)} * \text{énergie massique (kJ kg}^{-1} \text{)}$$

$$P = 0,13 * 170 = 22 \text{ kW.}$$

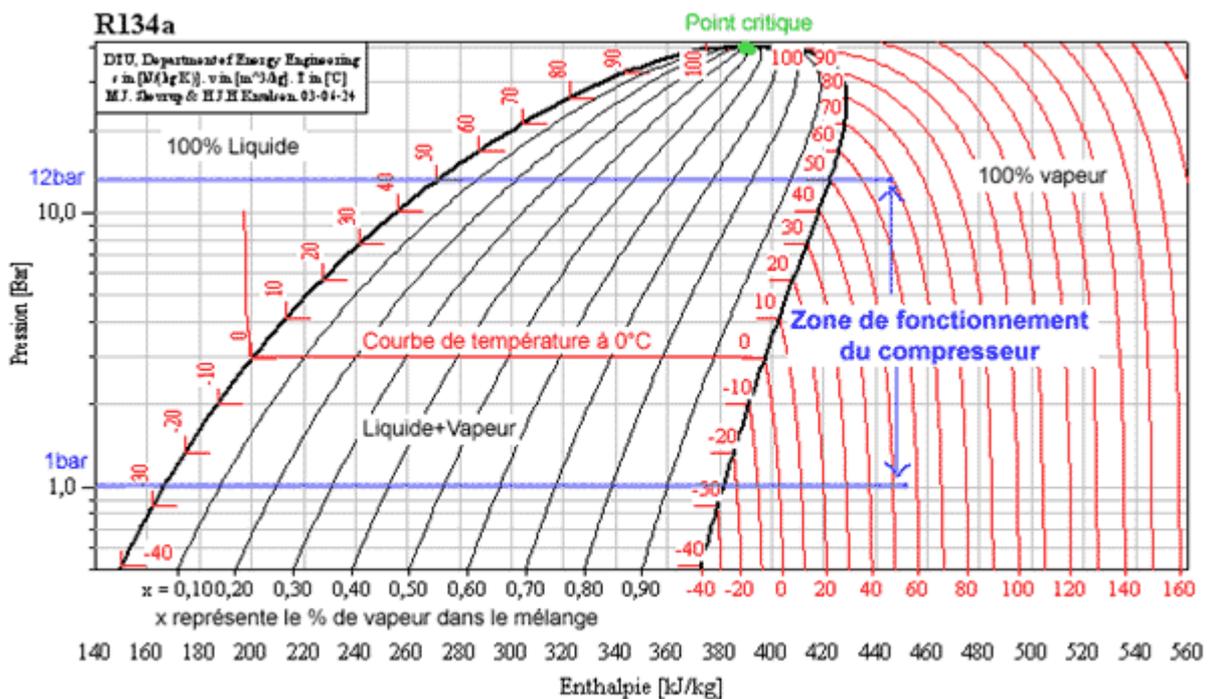
**C - Efficacité de l'installation**

Coefficient de performance de l'installation :

$$\text{puissance gagnée } P_2 \text{ divisée par la puissance investie } P_1 = 22/2,9 = 7,6$$

## IV.2. Exercice n° 2 [5]

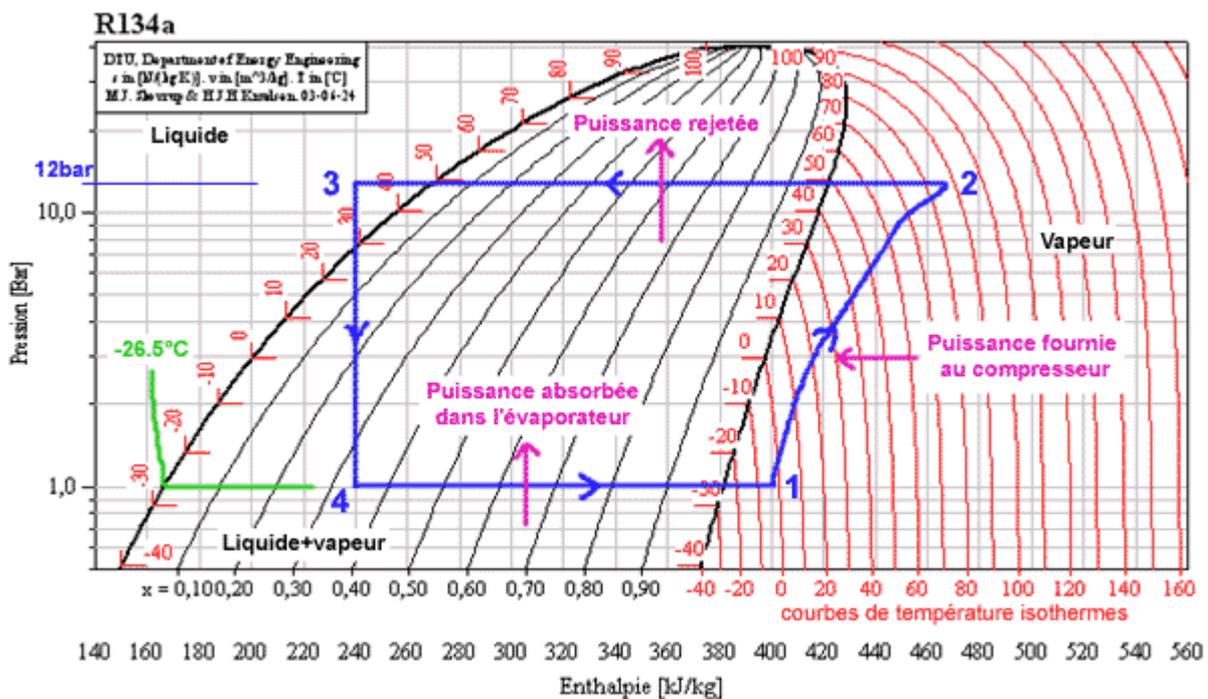
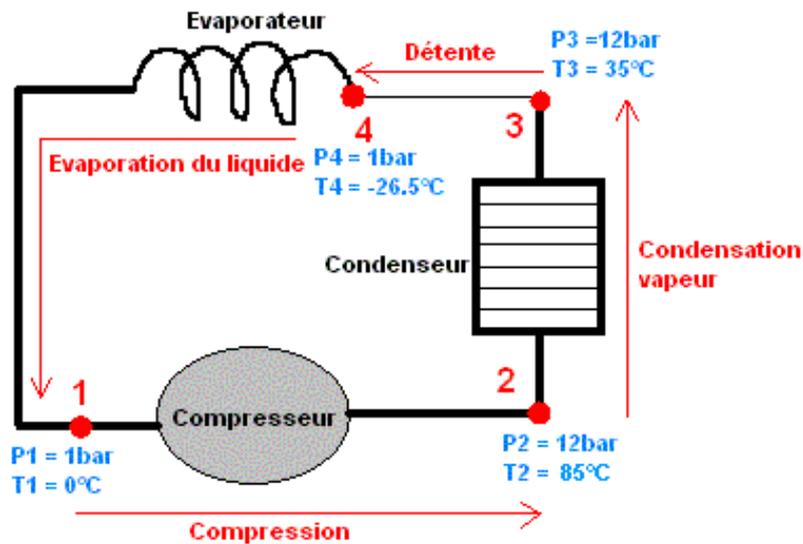
Avant même que le Zytrachill soit construit, on peut déjà avoir un ordre d'idée sur ses performances au niveau des températures obtenues à l'évaporateur ainsi que le cycle dans son ensemble grâce à la connaissance du gaz. Connaître un gaz entièrement signifie connaître ces états (solide, liquide et gazeux) en fonction de la température et de la pression. Ces états sont définis par 2 courbes jointives, la courbe de saturation liquide (100 % liquide) à gauche et la courbe de saturation vapeur (100 % vapeur) à droite. Elles sont en noir et gras sur le graphe ci-dessous et se rejoignent au point critique. On définit ensuite sur le graphe des réseaux de courbes isenthalpiques, isentropiques, isochores, isothermes et isobares pour connaître en chaque point imaginable chaque variable thermodynamique qui nous intéresse. Voici donc le graphe (h, log(P)) du R134a :



On sait, d'après le constructeur, que le compresseur fournit une pression de 12 bars en sortie et doit avoir une ligne de succion (entrée compresseur) définie à 1 bar environ. Cette pression à l'entrée se fixe en déterminant la longueur du capillaire qui induira une perte de charge élevée dans le circuit pour faire passer la pression de 12 bars à 1 bar.

On peut donc déjà déterminer la zone de travail dans laquelle évoluera le compresseur, entre 1 et 12 bars. On voit que le condenseur devra se trouver sous 50 °C pour que la vapeur se liquéfie et que l'on ne fera pas mieux que -26,5 °C au niveau de l'évaporateur, ce sera notre température minimale atteignable pour le liquide de refroidissement dans le réservoir.

Connaissant les différentes températures et pressions en chaque point du circuit, on peut déterminer l'allure globale du cycle de fonctionnement, ici en bleu avec 4 points spécifiques :



Dans le cycle réel, l'allure sera légèrement différente à cause des pertes de pression dans les différents éléments, les paliers de condensation (2-3) et d'évaporation (4-1) ne seront plus tout à fait horizontaux. On va détailler ce cycle de Mollier pour le rendre plus explicite.

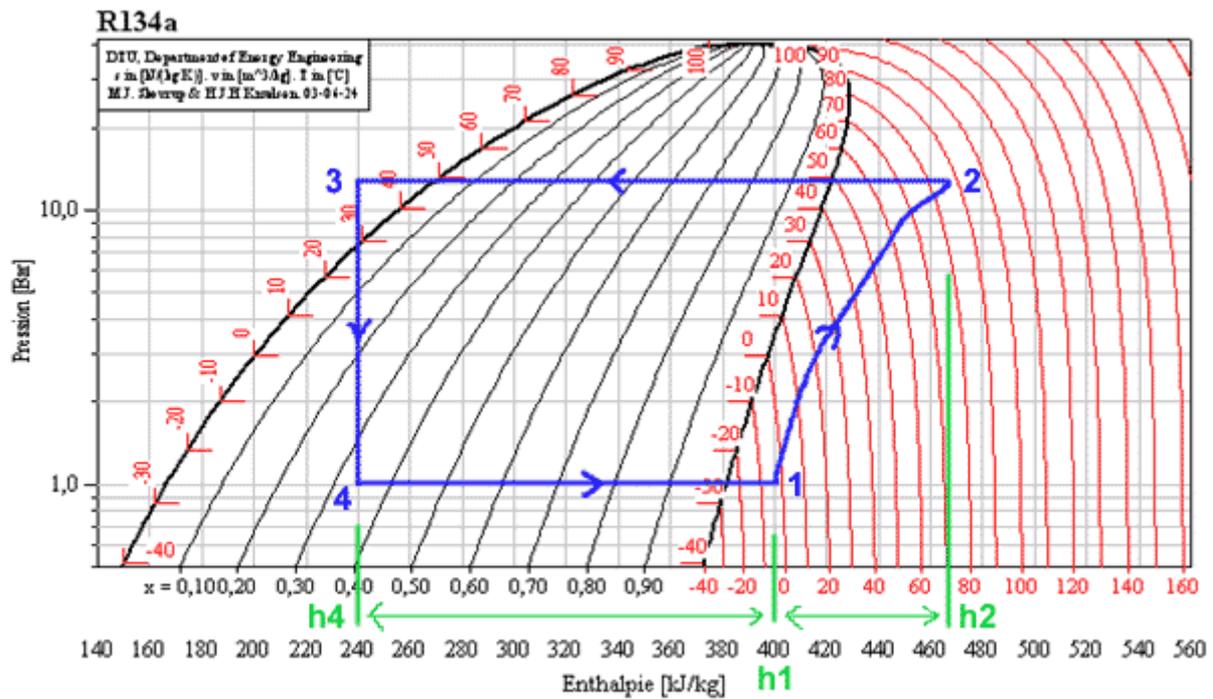
- **Point 1** : c'est le point qui correspond à l'entrée du compresseur. La pression est de 1 bar puisqu'on l'a fixée ainsi et la température avoisine les  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (résultat de l'évaporation complète du gaz dans l'évaporateur). On est donc dans la zone de 100 % de vapeur (vapeur surchauffée) car il faut éviter de ramener du liquide dans le compresseur sous peine de l'endommager. La traversée du compresseur nous amène vers le point 2.
- **Point 2** : c'est le point qui correspond à la sortie du compresseur. Pour arriver là, il aura fallu fournir environ 200 W au compresseur. La pression en ce point est donc de 12 bars et la température avoisine les  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $120\text{ }^{\circ}\text{C}$  étant le maximum admissible par le compresseur). La

compression de la vapeur engendre une forte montée de température tout comme la pompe à vélo bouchée qui va devenir brûlante si l'on pompe l'air dedans. De ce point 2, on se dirige vers le condenseur directement relié à la sortie. Le point 2 est donc également l'entrée du condenseur.

- **Point 3** : c'est le point qui correspond à la sortie du condenseur. La pression y est toujours d'environ 12 bars (pertes de pression négligées à la traversée du condenseur) et la température a chuté à environ 30 °C qui est proche de la température de l'air ambiant (25 °C) qui ventile ce condenseur. Le condenseur a donc cédé à l'air ambiant une certaine puissance (chaleur latente de liquéfaction). La vapeur s'est donc refroidie et de ce fait s'est condensée en 100 % en liquide haute pression (liquide sous-refroidi). Il va pouvoir se rendre vers le capillaire en passant de 3 à 4.
- **Point 4** : c'est donc le point qui correspond à la sortie du capillaire. Le liquide se retrouve à cette sortie avec sa pression qui a chuté de 12 bars à 1 bar et sa température de 30 °C à -26,5 °C. Dans cette étape, une partie du liquide s'est progressivement transformée en vapeur. A la sortie du capillaire, on a à peu près 35 % de vapeur et 65 % de liquide ( $x = 0.35$  sur le graphe). Ce mélange se retrouve dans l'évaporateur à basse pression (1 bar) et va donc s'évaporer naturellement à son tour dans ce volume. C'est cette réaction d'évaporation qui absorbera l'énergie environnante pour se faire. Au fur et à mesure de son évaporation, on se rapproche du point 1 et le cycle recommence...

L'intérêt du R134a est d'être facilement condensable à la température ambiante d'où son emploi très répandu pour les congélateurs. Le condenseur voit arriver du gaz HP, à la fin de sa traversée le gaz doit être redevenu liquide à 100 % pour être efficace et rentrer dans le capillaire. Tous les gaz ne permettent pas cela, ce qui limite le choix pour descendre à très basse température. Certains gaz s'évaporant à -120 °C à 1 bar nécessitent des compresseurs nettement plus puissants et demandent une température de -80 °C pour condenser, ce qui est physiquement impossible à obtenir avec un condenseur ventilé à l'air libre. C'est là qu'on arrive aux montages dit "en cascade" avec un compresseur qui refroidit le condenseur d'un deuxième à basse température et ainsi de suite (plusieurs étages)...

Connaissant l'allure du cycle et les températures obtenues le long de celui-ci, on peut avoir un ordre d'idée des performances brutes du Zytrachill. Pour cela on utilise les enthalpies (axe des abscisses) qui représentent l'énergie que peut absorber 1 unité de volume de R134a :



Pour calculer les puissances, il faut connaître le débit massique (en kg/h) que le compresseur fait circuler avec sa cylindrée de 9,08 cm<sup>3</sup> et à 12 bars.

Le compresseur est donné pour débiter environ 10 kg/h de R134a, on peut le calculer sur le cycle en faisant  $0,2 / (h_2 - h_1) = 0,2 / (466 - 400) = 0,003$  kg/s soit environ 10,9 kg/h.

On pourra donc absorber une énergie dans l'évaporateur d'environ  $(h_1 - h_4)$  kJ/ kg de R134a, ce qui nous fait pour 1 h une énergie absorbable de :  $10,9 \times (400 - 240) = 1744$  kJ

C'est à dire autant d'énergie qu'il faut pour faire grimper 10 L d'eau de 0 °C à 42 °C par exemple.

On obtient donc un coefficient global de performances noté :

$$COP = \frac{(h_2 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(466 - 240)}{(466 - 400)} = 3,4$$

Ce coefficient signifie qu'on est capable d'absorber environ 3,4 fois ce que l'on consomme en électricité. En contrepartie, le condenseur va devoir évacuer la totalité de l'énergie absorbée qui est la somme de ce que consomme le compresseur (moins ce qu'il dissipe dans l'air par sa carcasse) et de ce que l'on a absorbé dans l'évaporateur, elle vaut  $(h_2 - h_3) = (h_2 - h_4)$ .

Les valeurs obtenues sont évidemment sujettes à variation car il faudrait connaître bien plus précisément les températures et les pressions à chaque point de notre cycle.

Dans le Zytrachill, tout a finalement été bien réalisé puisque les tests montreront que la température au niveau de l'évaporateur atteint -25 °C en 2 min donc très proche de -26,5 °C (pression réglée à ~1 bar à l'évapo).

Le capillaire conditionne une grande partie de la performance du groupe. S'il est trop petit ou trop long, il provoquera un gain ou une perte de pression (et de débit) qui empêchera d'atteindre le meilleur compromis.

### IV.3. Exercice n° 3 :

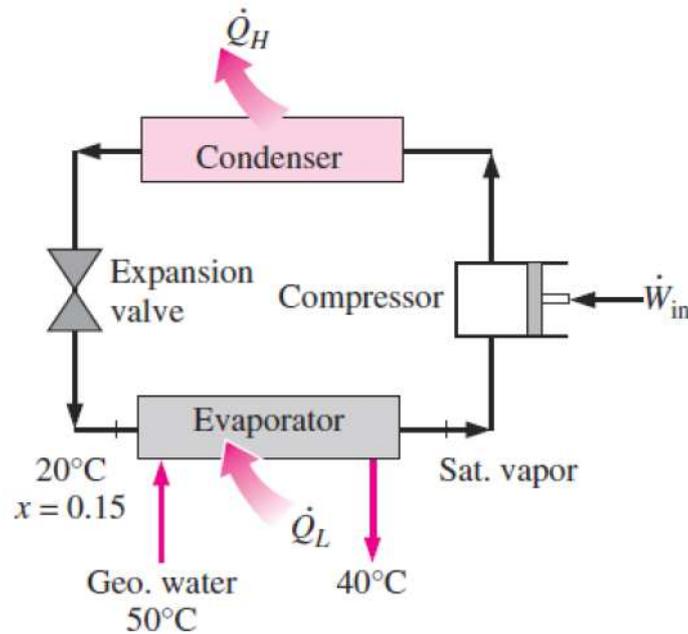
Une pompe à chaleur fonctionne avec un réfrigérant R134a, est utilisé pour maintenir un espace à 25 °C en absorbant la chaleur de l'eau géothermique qui pénètre dans l'évaporateur à 50 °C avec un débit de 0,065 kg/s et sort à 40 °C.

Le réfrigérant pénètre dans l'évaporateur à 20 °C avec une qualité de 15% et reste à la même pression que la vapeur saturée. Si le compresseur consomme 1,2 kW de puissance.

Déterminer :

- le débit massique du réfrigérant
- la puissance de chauffe du condenseur, le COP et le rendement du cycle
- le COP idéal et le rendement du cycle

### Solution de l'exercice n° 3



a) La puissance transférée de l'eau est le changement d'énergie de l'eau entre l'entrée et la sortie :  $\dot{Q}_F = \dot{m}_e \times c_p \times (T_e - T_s) = 0,065 \times 4,18 \times (50 - 40) = 2,7 \text{ kW}$

L'augmentation d'énergie du fluide frigorigène est égale à la diminution d'énergie de l'eau dans l'évaporateur. C'est :  $\dot{Q}_F = \dot{m}_r \times (h_1 - h_4)$

ce qui donne  $\dot{m}_r = \dot{Q}_F / (h_1 - h_4) = 2,7 / (410 / 255) = 0,17 \text{ kg / s}$

b) La puissance de chauffe du condenseur :

$$\dot{Q}_F = \dot{Q}_C + \dot{W} = 2,7 + 1,2 = 3,9 \text{ kW}$$

c) Le COP idéal  $COP = \frac{T_C}{T_C - T_F} = \frac{(50 + 273)}{(50 + 273) + (25 + 273)} = 12,9$

Le rendement du cycle est  $COP = \frac{COP_{réel}}{COP_{idéal}} = \frac{3,25}{12,9} = 25 \%$

#### IV.5. Exercice n° 4

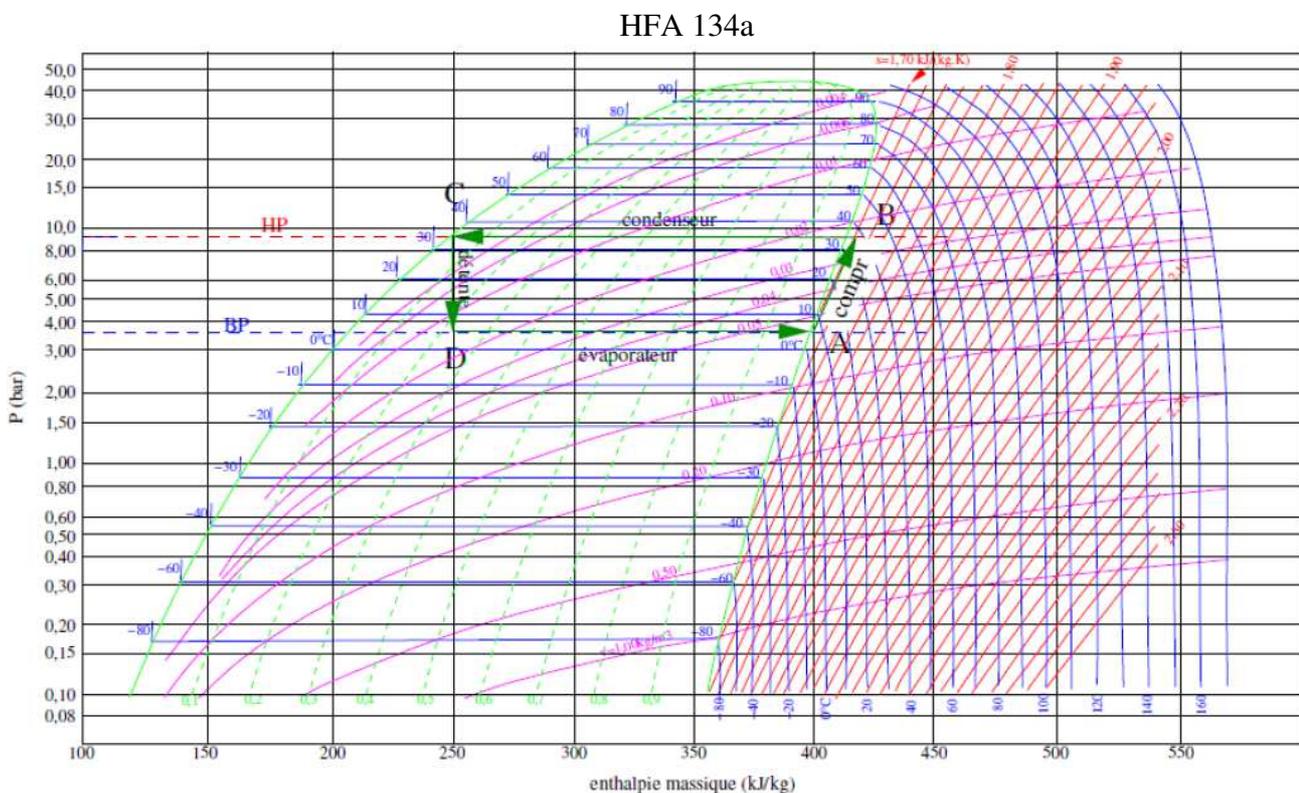
On souhaite concevoir un climatiseur fonctionnant au R134A capable de soutirer une puissance de 1 kW à une source froide, maintenue à une température de +15°C, on estime qu'il faut pour cela que la température de l'évaporateur soit maintenue à 5°C. La température du condenseur (refroidi avec l'air ambiant à 30°C) doit être au moins égale à 35°C. On suppose que la vapeur quittant l'évaporateur et le liquide quittant le condenseur sont juste saturés. La compression est supposée adiabatique et réversible.

- Déterminer les pressions de l'évaporateur et du condenseur.
- Tracer le cycle frigorifique sur le diagramme  $h$ - $\log P$
- Déterminer le débit de fluide requis dans le cycle.
- Faites un bilan énergétique complet de la machine.
- Calculer le coefficient de performance de la machine frigorifique.

#### Solution de l'exercice n° 4

a) Déterminez les pressions de l'évaporateur et du condenseur.

$P_F = 3,5bar$  ;  $P_C = 9,2bar$



c) Déterminez le débit de fluide requis dans le cycle.

$$\dot{m}_r = \frac{Q_F}{(h_1 - h_4)} = \frac{1}{(400 - 248)} = 0,0066 \text{ kg / s}$$

**d) Le bilan énergétique complet de la machine.**

**Le condenseur :**

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r \times (h_3 - h_2) = 0,0066 \times (417 - 248) = 1,11 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_R \times (h_C - h_B) = 0,0066 \times (417 - 248) = 1,11 \text{ kW}$$

**L'évaporateur :**

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_r \times (h_1 - h_4) = 0,0066 \times (400 - 248) = 1,0 \text{ kW}$$

**Le compresseur :**

$$\dot{w} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F = 1,11 - 1 = 0,11 \text{ kW}$$

e) Le COP de la machine frigorifique :  $COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{w}} = \frac{1}{0,11} = 9$

## **V. Références bibliographiques**

[1] Olivier PERROT, "COURS DE MACHINES FRIGORIFIQUES", I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, Département Génie Thermique et énergie, 2010-2011

[2] C. Baillet, "Cycle frigorifique - TP cycle frigorifique", ENCPB / RNChimie - 2006

[3] Mohammed Youbi-Idrissi, "Cours de Technique du froid composants frigorifiques", Licence Professionnelle Management de la chaîne du froid-Transport et logistique, Université de Marne de la vallée, Cemagref, 2006

<http://www.e-genieclimatique.com/froid01-le-circuit-frigorifique-de-base-dans-une-chambre-froide-positive-explication/>

Site web consulté le 11 novembre 2015

[4] <http://www.chimix.com/an7/bts/fee72.htm>

Site web de l'exercice n° 1 : consulté le 15 décembre 2020

[5] <http://www.cooling-masters.com/articles-1-5.html>

Site web de l'exercice n° 1 : consulté le 15 décembre 2020