

Machines Thermiques : Aspects théoriques

2.1 Présentation d'une machine thermique

Une machine thermique est un dispositif dans lequel un fluide décrit un cycle de transformations¹. Elle échange de l'énergie, par transfert thermique, avec une ou plusieurs sources de chaleur (Fig. 2.1).

CLASSIFICATION :

- a) si elle fournit effectivement du travail ($W_{cycle} < 0$), c'est un moteur thermique.
- b) si elle reçoit effectivement du travail ($W_{cycle} > 0$), c'est un récepteur thermique (machine frigorifique, pompe à chaleur, PAC).

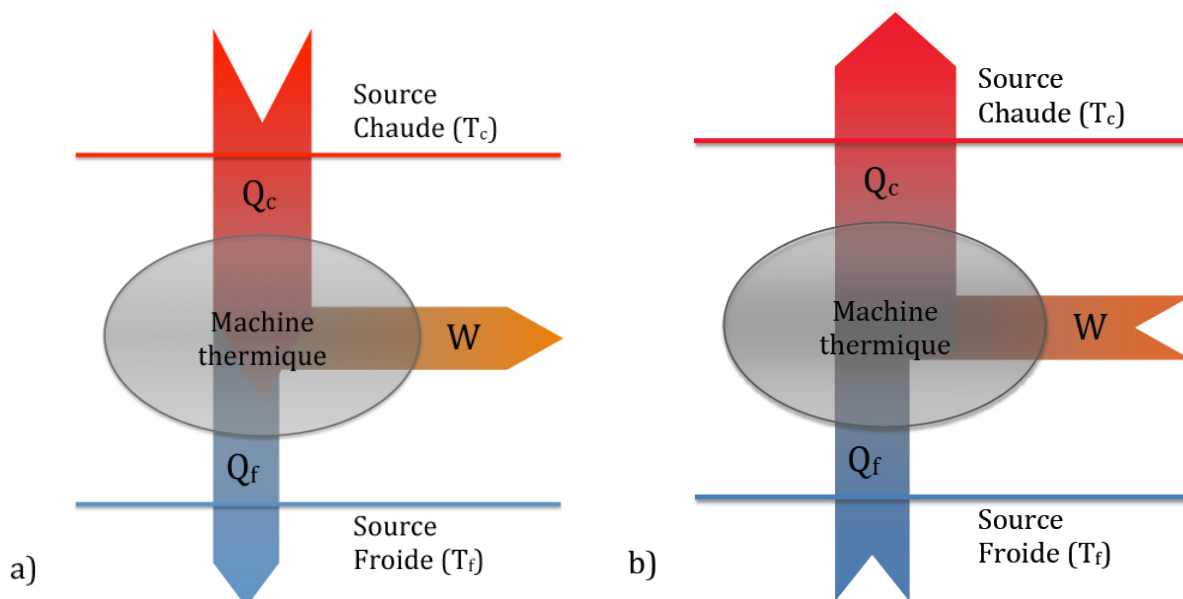


FIGURE 2.1 – Représentation symbolique des échanges thermiques avec les sources chaude et froide : a) dans un moteur thermique et, b) dans une machine frigorifique (ou une pompe à chaleur, PAC).

1. cours de thermodynamique S4/S4x

2.2 Récepteur thermique, cycle idéal et efficacité

Une application majeure de la thermodynamique est constituée par les récepteurs thermiques dont le but est de réaliser un transfert thermique d'un milieu à basse température vers un milieu à température plus élevée : au cours d'un cycle fermé, un fluide frigorigène, qui absorbe de l'énergie du milieu froid à une température T_f ($Q_f > 0$) pour la rejeter ensuite dans le milieu chaud à une température T_c ($Q_c < 0$).

Pour réaliser ce transfert thermique, un travail est fourni par un compresseur ($W > 0$). Selon que l'effet recherché est le refroidissement du milieu froid (conservation ou congélation des aliments, climatisation de l'habitat, patinoire, etc.), ou le réchauffement du milieu chaud (production d'eau chaude sanitaire, chauffage de locaux, de piscines, etc.), ces machines sont respectivement appelées machines frigorifiques ou pompes à chaleur.

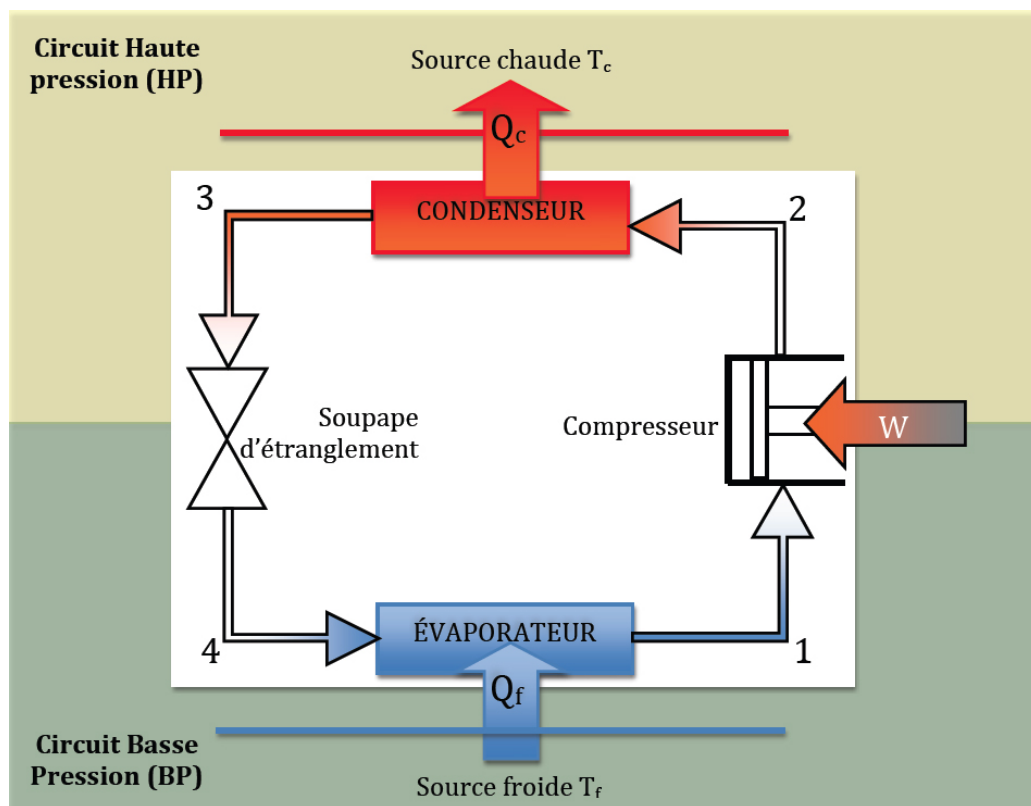


FIGURE 2.2 – Schéma de principe d'un récepteur thermique

2.2.1 Cycle de Carnot et cycle de Rankine idéal

Le cycle de Carnot est un cycle idéal dans lequel le fluide moteur évolue en échangeant de la chaleur avec deux sources, les transformations étant réversibles. Ce cycle est représenté dans le diagramme de Clapeyron sur la figure 2.3 par le chemin 1 – 2 – 3 – 4 – 1.

Dans tous les cas, il comprend :

- a. 2 adiabatiques réversibles : 1 – 2 et 3 – 4 ;
- b. 2 isothermes réversibles : 2 – 3 et 4 – 1.

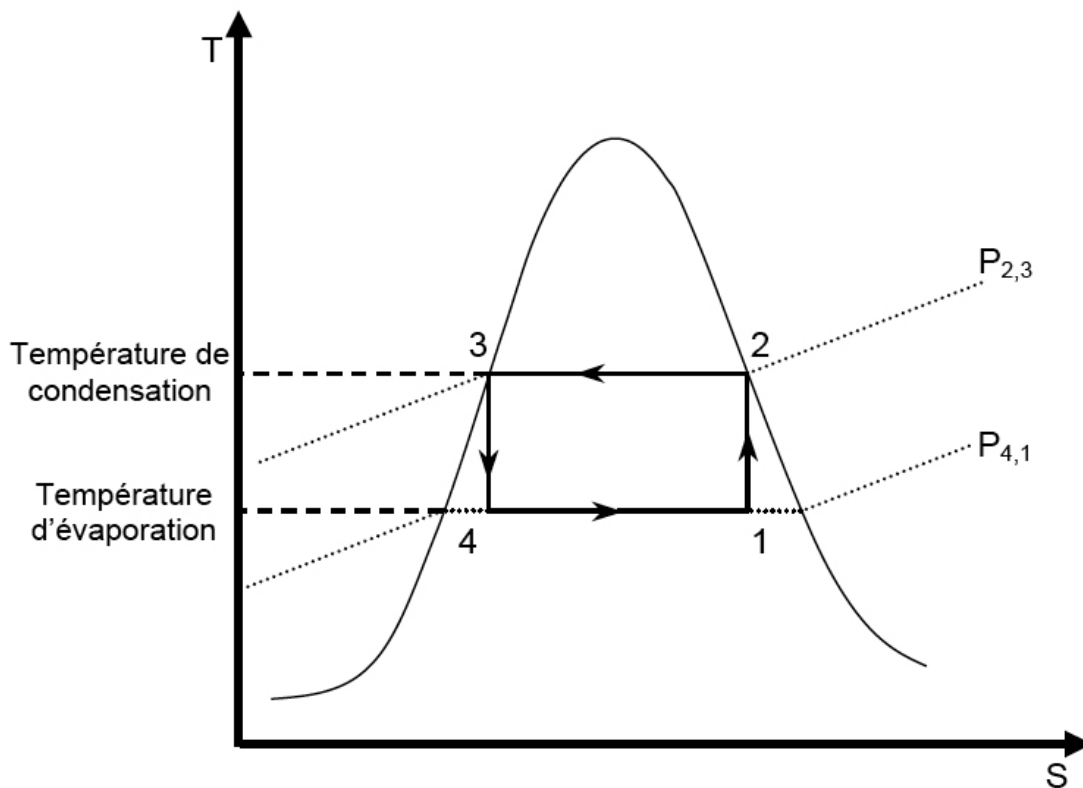


FIGURE 2.3 – Diagramme T - s du cycle de compression de vapeur pour un cycle de Carnot.

- Dans le cas d'un récepteur thermique fonctionnant selon un cycle de Carnot, **le fluide frigorigène reçoit de la chaleur de la part de la source froide**, dans l'évaporateur (4–1). Ce transfert étant réversible, la température du fluide est égale à la température de la source froide. Par conséquent, l'évolution est isotherme, réversible.
- Ce fluide subit ensuite **une compression adiabatique réversible** dans le compresseur (1 – 2) et ressort à la température de la source chaude.
- Au niveau du condenseur, **la vapeur (2) est alors transformée en liquide (3)** à température constante.
- Puis le liquide subit **une détente adiabatique réversible** dans la soupape d'étranglement jusqu'à la température de la source froide (3 – 4).

D'un point de vue technique, le cycle de Carnot est difficilement réalisable. On lui préfère le cycle de Rankine représenté sur la figure 2.4 par le chemin $1' - 2' - 3 - 4' - 1'$. Le cycle de Rankine dans une installation idéale se décrit de la manière suivante :

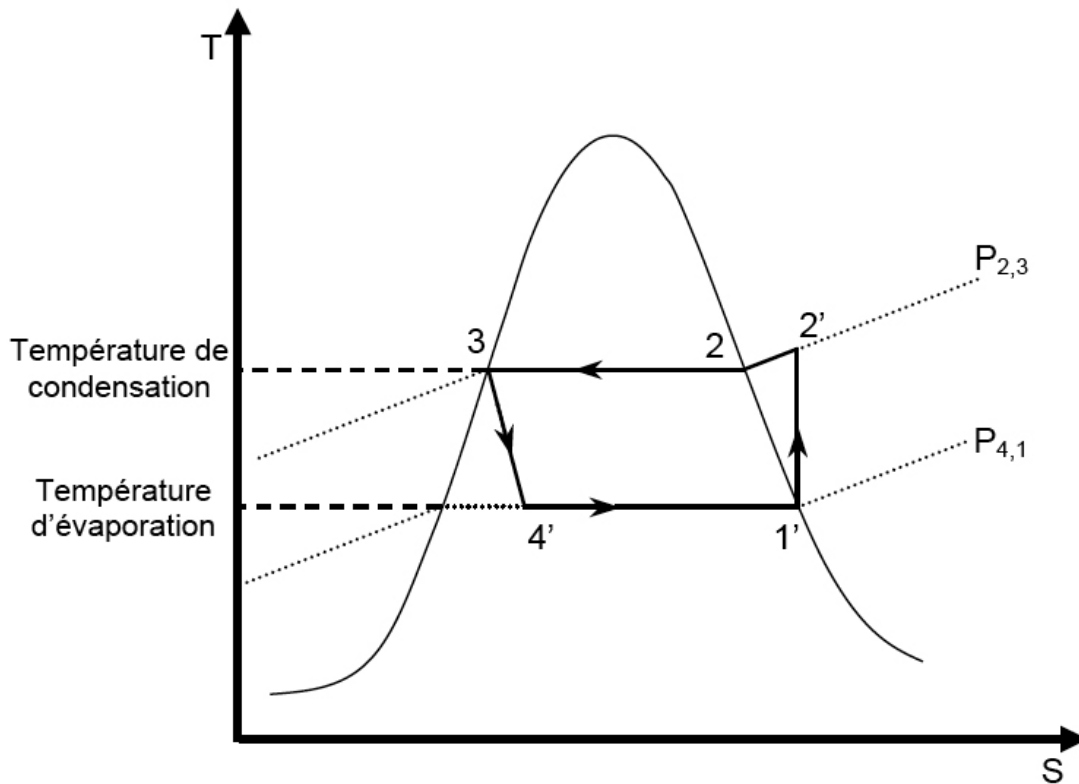


FIGURE 2.4 – Diagramme T - s du cycle de compression de vapeur pour un cycle de Rankine idéal.

- $1' - 2'$: **Compression isentropique de la vapeur** qui se transforme d'une vapeur saturée à la pression d'évaporation en une vapeur surchauffée à la pression de condensation ;
- $2' - 3$: **Condensation de la vapeur haute pression** pendant laquelle la chaleur est transférée vers la source chaude. La vapeur surchauffée devient successivement une vapeur saturée (2) puis un mélange liquide-vapeur (2 – 3) et enfin un liquide saturé (3) ;
- $3 - 4'$: **Détente isenthalpique du liquide saturé** qui en passant de la pression de condensation à la pression d'évaporation devient un mélange liquide-vapeur ;
- $4' - 1'$: **Évaporation de la phase liquide du mélange liquide-vapeur basse pression** pendant laquelle la chaleur est absorbée depuis une source froide (eau dans les machines DELTALAB, air dans la machine HILTON), au point $1'$, l'eau est de nouveau sous la forme d'une vapeur saturée ;

2.2.2 Coefficient de performance

L'efficacité d'une machine frigorifique s'exprime par un **coefficient de performance** β . Ce coefficient est positif et compte tenu des échanges énergétiques (Fig. 2.1 b)), il peut

être supérieur à 1 :

$$\beta = \frac{Q_f \text{ (énergie recherchée)}}{W_u \text{ (énergie à payer)}} \quad (2.1)$$

Dans le cas d'une pompe à chaleur (Fig. 2.1, à droite), l'énergie recherchée est la chaleur de la source chaude. Le **coefficient de performance** d'une pompe à chaleur est toujours supérieur à 1. Par conséquent :

$$\beta = \frac{-Q_c \text{ (énergie recherchée)}}{W_u \text{ (énergie à payer)}} \quad (2.2)$$

W_u est le travail utile des forces autres que les forces de pression du fluide moteur dans le cycle. $W_u > 0$ si le composant, par exemple, le compresseur fournit réellement du travail au système.

Théorème 1 (Théorème de Carnot) *"Toutes les machines thermiques non réversibles fonctionnant selon un cycle non réversible entre deux sources données ont une efficacité (rendement ou coefficient de performance) inférieure à celle d'une machine fonctionnant de manière réversible entre les mêmes sources."*

Pour les machines frigorifiques, le coefficient de performance maximum β_{rev} ou β_{max} , peut être défini tel que :

$$\begin{aligned} \beta_{max} &= \left(\frac{Q_f}{W}\right)_{rev} \\ &= \frac{T_f}{T_c - T_f} \end{aligned} \quad (2.3)$$

L'efficacité d'un réfrigérateur peut être supérieure à 1. Elle est d'autant plus grande (et le réfrigérateur d'autant moins utile) que les températures des sources sont proches.

Pour les pompes à chaleur :

$$\begin{aligned} \beta_{max} &= \left(\frac{-Q_c}{W}\right)_{rev} \\ &= \frac{T_c}{T_c - T_f} \end{aligned} \quad (2.4)$$

L'efficacité d'une pompe à chaleur est toujours supérieure à 1 et d'autant plus grande que les températures des sources sont proches.

2.3 Cas des écoulements en régime permanent

2.3.1 Hypothèses simplificatrices - E.R.P.

L'étude des machines thermiques se place de le cadre des écoulements en régime permanent (E.R.P.)². Ce modèle implique un certain nombre d'hypothèses simplificatrices que nous rappelons :

2. cours de thermodynamique 2, "Thermodynamique d'un fluide en écoulement", disponible sur www.enit.fr/thermo

1. Le volume de contrôle ne bouge pas par rapport au système de coordonnées choisi.
2. L'état thermodynamique de la masse en chaque point du volume de contrôle ne varie pas dans le temps.
3. Le flux et l'état thermodynamique de la masse qui traverse la surface de contrôle sont indépendants du temps.
4. Les puissances thermique (\dot{Q} ³) et mécanique (\dot{W} ⁴) qui traversent la surface de contrôle demeurent constantes.

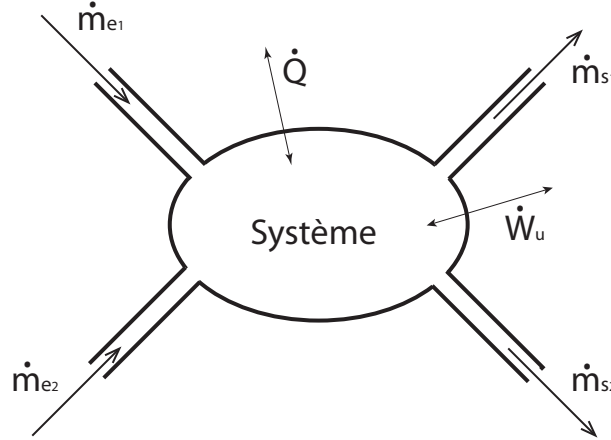


FIGURE 2.5 – Schéma d'un volume de contrôle comprenant 2 entrées et 2 sorties

Dans le cas d'un E.R.P., le bilan massique et les expressions des 2 principes deviennent :

Bilan massique

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (2.5)$$

avec \dot{m}_e qui désigne le débit d'entrée et \dot{m}_s , le débit de sortie.

Premier principe ou bilan énergétique

$$\sum_s \dot{m}_s (h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g z_s) - \sum_e \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g z_e) = \dot{W}_u + \dot{Q} \quad (2.6)$$

avec h_e et h_s qui représentent respectivement l'enthalpie d'entrée et de sortie, V_e et V_s , la vitesse d'entrée et de sortie, et z_e et z_s , l'altitude d'entrée et de sortie.

Deuxième principe ou bilan entropique

$$\sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e \geq \int \frac{\delta \dot{Q}}{T} \quad (2.7)$$

s_e est l'entropie d'entrée et s_s est l'entropie de sortie.

3. dérivée par rapport au temps de Q

4. dérivée par rapport au temps de W. \dot{Q} et \dot{W} sont homogènes à une puissance et s'exprime en $J.s^{-1}$ ou en Watt (W)

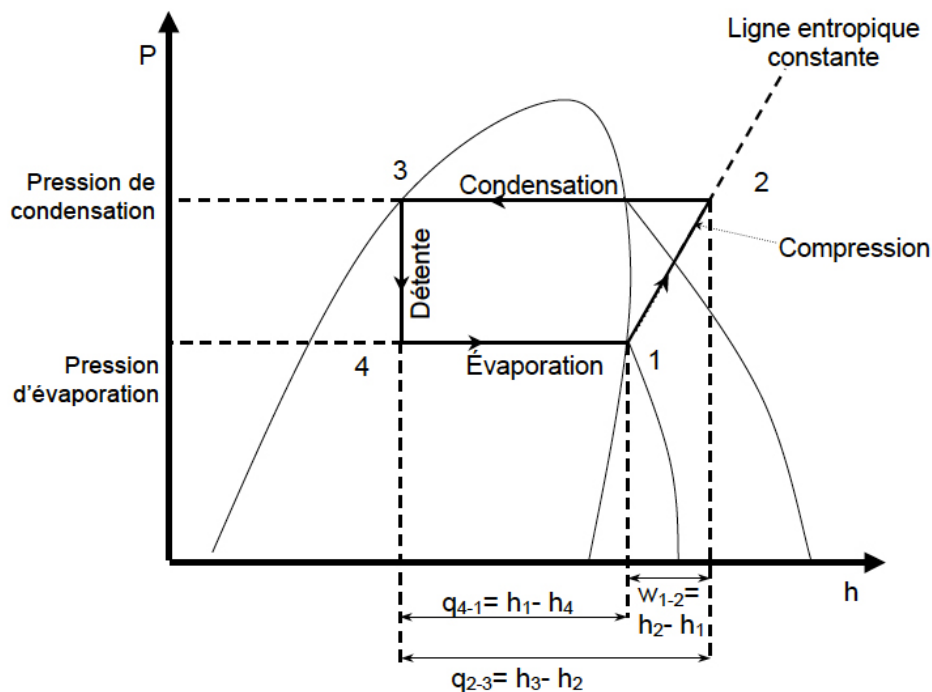


FIGURE 2.6 – Diagramme enthalpique P - h du cycle de compression de vapeur pour une installation idéale.

Selon la machine, le fluide moteur est le fréon ou le $R134a$. Celui-ci circule en régime permanent. Dans le compresseur et la soupape de détente, on néglige les échanges thermiques ($Q = 0$). Ainsi, Le bilan énergétique aux bornes du compresseur et de la soupape de détente s'écrit d'une manière générale :

$$\sum_s \dot{m}_s h_s - \sum_e \dot{m}_e h_e = \dot{W} \quad (2.8)$$

En détail, cela conduit à :

1. Volume de contrôle : *le compresseur* (1-2)
Premier principe : $w_c = h_2 - h_1$
2. Volume de contrôle : *la soupape de détente* (3-4)
Premier principe : $w_s = h_4 - h_3 = 0$, (pas de partie mobile dans la soupape⁵)
ainsi : $h_3 = h_4$, c'est une détente isenthalpique.

Dans le condenseur et l'évaporateur, on a :

$$\sum_s \dot{m}_s h_s - \sum_e \dot{m}_e h_e = \dot{Q} \quad (2.9)$$

1. Volume de contrôle : *l'évaporateur* (4-1)
Dans le condenseur, il n'y a pas de force autre que les forces de pression.
Premier principe : $Q_e = h_3 - h_2$

5. c'est une détente de type Joule-Thomson, cours de Thermodynamique 2

2. Volume de contrôle : *le condenseur* (2-3)

Dans l'évaporateur, il n'y a pas de force autre que les forces de pression

Premier principe : $Q_{Co} = h_1 - h_4$

2.3.2 Cycle de Rankine réel

Ce cycle pratique **diffère du cycle idéal** sur les points suivants (Fig. 2.7) :

- **La compression n'est ni réversible ni adiabatique** étant donné qu'il y a des transferts de chaleur et des frottements dans le compresseur ;
- Il y a une petite **chute de pression** lorsque le fluide traverse le condenseur associée à un sous-refroidissement du liquide ;
- **Il est peu probable que le processus d'étranglement soit adiabatique** ;
- Il y a en général une **petite chute de pression dans l'évaporateur**. Pour des raisons pratiques, il faut s'assurer de la présence d'une petite quantité de sur-chaleur au niveau de l'aspiration du compresseur.

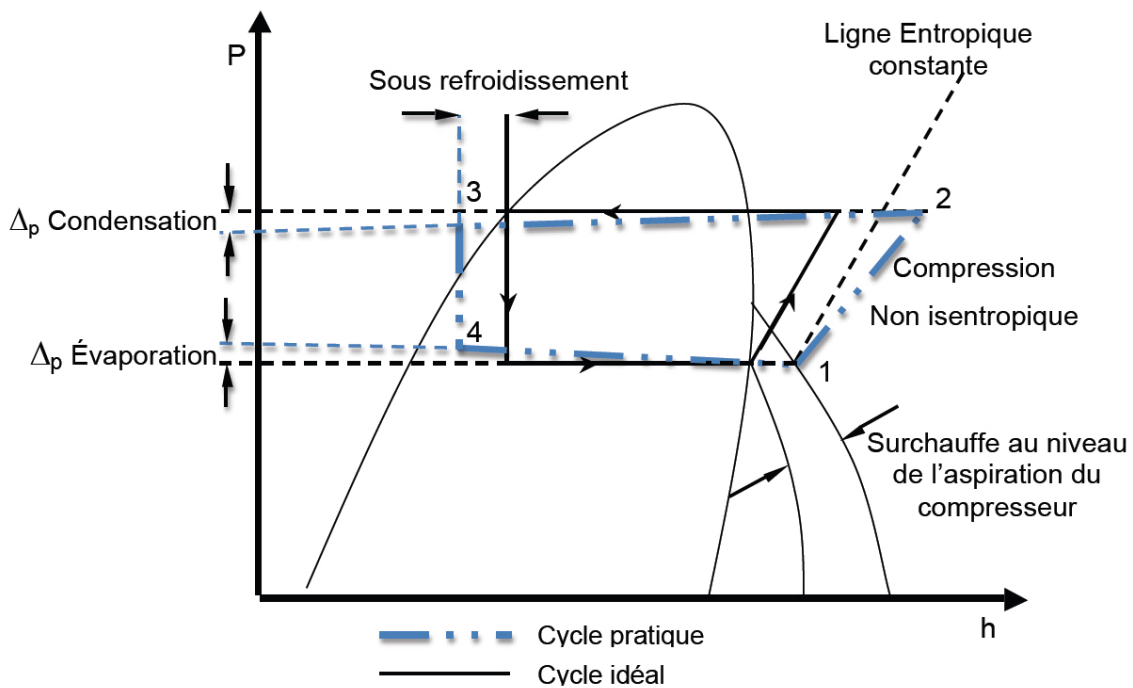


FIGURE 2.7 – Points d'états d'un cycle pratique (diagramme $p-h$)

Par conséquent le rendement réel de la machine frigorifique ou de la PAC sera inférieur au rendement maximal.

2.3.3 Bilan thermique

La puissance thermique peut être déterminée en s'intéressant au système "eau". D'une manière générale, la quantité de chaleur transférée par un système s'exprime :

$$\delta Q = mc_p dT + h dP$$

Or, dans les sources constituées d'eau, les transformations sont isobares, ainsi :

$$dP = 0$$

et par conséquent :

$$\Rightarrow \delta Q = mc_p dT$$

$$et \Rightarrow Q = mc_p \Delta T$$

pour un écoulement en régime permanent, on a :

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$$

avec :

– $[\dot{Q}]$ en $J.s^{-1}$ ou en Watt (W)

– $[\dot{m}]$ en $kg.s^{-1}$

– et $c_p = 4\,185 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$

Connaissant la puissance thermique du système eau, on peut déduire la puissance thermique du système fluide frigorigène :

$$\dot{Q}_{eau} = -\dot{Q}_{fluide \text{ frigorigène}}$$