

Machines Thermiques

2.1. Introduction

On désigne par les machines thermiques des appareils ayant pour objectif de faire en sorte qu'un fluide (système thermodynamique) échange de chaleur et du travail avec son milieu extérieur. Les machines thermiques font subir à des fluides des transformations qui constituent des cycles fermés ou ouverts. Lorsque la machine échange de la matière avec son environnement, elle est dite à **cycle ouvert** (cas du moteur à combustion interne).

Dans le cas contraire, elle est dite à **cycle fermé**, on cite à titre d'exemples les machines à vapeur, les machines frigorifiques et les pompes à chaleur.

Dans une autre classification, une machine est dite **machine thermodynamique (machine motrice)** si, elle a fourni un travail au milieu extérieur (moteur à combustion interne, turbine à gaz, turbine à vapeur), elle est dite **machine dynamo-thermique (réceptrice)** dans le cas inverse (par exemple: machine frigorifique, pompe à chaleur).

Les machines thermiques peuvent être, des machines **mono-thermes** (compresseur, chauffage électrique) ou des machines **di-thermes** (machine à vapeur, machine frigorifique...).

Nous n'examinerons que les machines thermiques à cycle fermé. Pour ceux à cycle ouvert (Exemple: moteurs à combustion interne), il suffit de travailler sur une masse bien déterminée du fluide moteur. Les échanges de chaleur s'effectuent entre deux sources de chaleur sous des températures différentes.

2.2. La machine thermique monotherme

C'est une machine dont le système (fluide) n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur.

Il est démontré qu'un système thermodynamique subissant une transformation cyclique, et n'échangeant de la chaleur qu'avec une seule source thermique, **ne peut pas produire de travail** : il ne peut qu'en recevoir du milieu extérieur. En d'autres termes, un tel système ne peut pas se comporter comme un moteur (il n'existe pas). On justifie **l'énoncé de Clausius** qui dit qu'il n'existe pas de machine thermique mono-thermo-motrice. Cette machine ne peut que recevoir du travail ($W > 0$) et céder de la chaleur ($Q < 0$).

2.3. Les machines di-thermes motrices (thermodynamique)

Les machines thermodynamiques (motrices) à cycle fermé (figure 2.1 et 2.2.), utilisent en général un fluide diphasique, ou l'échange d'énergie entre les deux sources est basé sur la chaleur latente de changement de phase, ce qui permet à un débit de fluide égal un échange d'énergie plus important que celui qui serait basé sur la chaleur sensible d'un fluide monophasique.

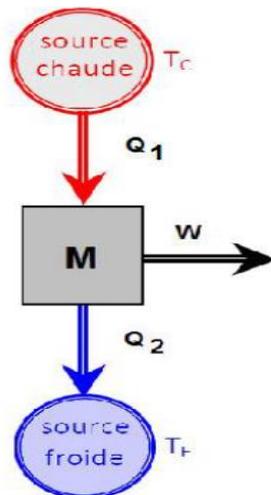


Figure 2.1. Schéma de principe d'une machine di-thermes motrice

2.3.1. Principe de fonctionnement

La source chaude est constituée des gaz brûlés issus de la combustion de charbon, de fuel, etc..., ou bien par le circuit d'eau primaire d'une centrale nucléaire.

La chaleur Q_1 est transférée de la source chaude au fluide caloporteur via la **chaudière**. L'acquisition de Q_1 par le fluide accroît sa température et sa pression, il est ensuite détendu à travers une turbine simple constituée d'une roue mobile qui récupère le travail issu de la détente de la vapeur d'eau dans les aubages.

Le fluide est ensuite mis en contact avec la source froide via le **condenseur**, où on lui retire la chaleur Q_2 .

Enfin, le fluide cède un travail W_t à la turbine. Une partie de ce travail est prélevée pour faire tourner la pompe, qui entraîne le fluide dans le long du cycle. En supposant que la pompe cède un travail W_p au fluide, l'installation délivre le travail net W_{net} défini par :

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (2.1)$$

Le rendement η_{th} de la machine thermique motrice est le rapport du travail net fourni par l'installation sur la chaleur reçue de la source chaude :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_1} = \frac{W_t - W_p}{Q_1} \quad (2.2)$$

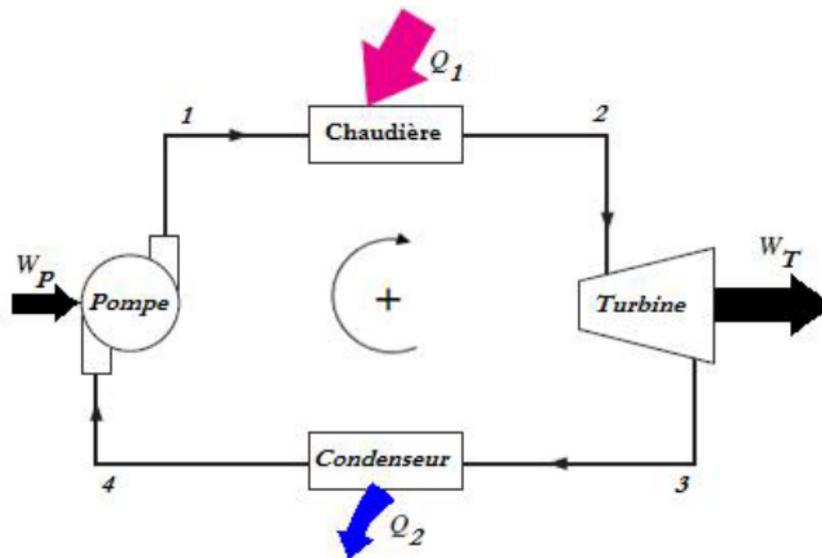


Figure 2.2. Schéma de principe d'une machine thermique motrice à cycle fermé (Moteur à vapeur)

2.3.2. Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est le cycle de référence pour ce type de machines. Applicable à tout type de machines (moteur, réfrigérateur, pompe à chaleur...), si ce n'est qu'il n'existe pas de machine usuelle fonctionnant selon ce cycle. Il est caractérisé par :

- Une détente adiabatique dans la turbine et une compression adiabatique dans la pompe, elles sont supposées réversibles ;
- Un apport de chaleur dans la chaudière et une perte de chaleur dans le condenseur s'effectuant à température constante et d'une manière réversible.

Par conséquent, le cycle de Carnot est par définition un cycle réversible, formé de deux transformations adiabatiques (2-3 et 4-1) et de deux transformations isothermes (1-2 et 3-4). Travailler avec un fluide diphasique permet d'améliorer les qualités de la machine de Carnot fonctionnant avec un fluide monophasique.

En effet, si l'on considère que le fluide moteur est un gaz parfait, la pression est uniforme dans la chaudière d'une part, et dans le condenseur d'autre part. Or, tant que les phases liquide et vapeur coexistent, toute transformation isobare est également isotherme. Pour que les transformations 1-2 et 3-4 soient isothermes, il suffit donc de représenter tout le cycle dans la partie diphasique du diagramme de Clapeyron, voir la figure 2.3.

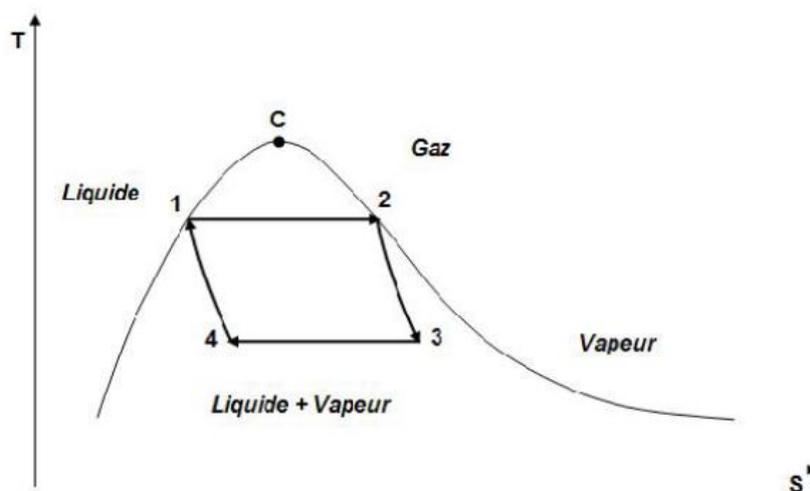


Figure 2.3. Cycle de Carnot

Le travail net échangé au cours d'un cycle par l'unité de masse est égal à la valeur absolue de l'aire du cycle.

$$W_{\text{net}} = - \int p dV_{\text{cycle}} \quad (2.3)$$

La puissance nette de l'installation est égale au produit de ce travail net par le débit de fluide.

$$P = -\dot{m} \int p dV_{\text{cycle}} \quad (2.4)$$

Le cycle de Carnot peut être représenté plus facilement sur un diagramme entropique (T, S). Les **isothermes** étant des droites horizontales, et les **isentropiques** (adiabates) des droites verticales comme sur la figure 2.4.

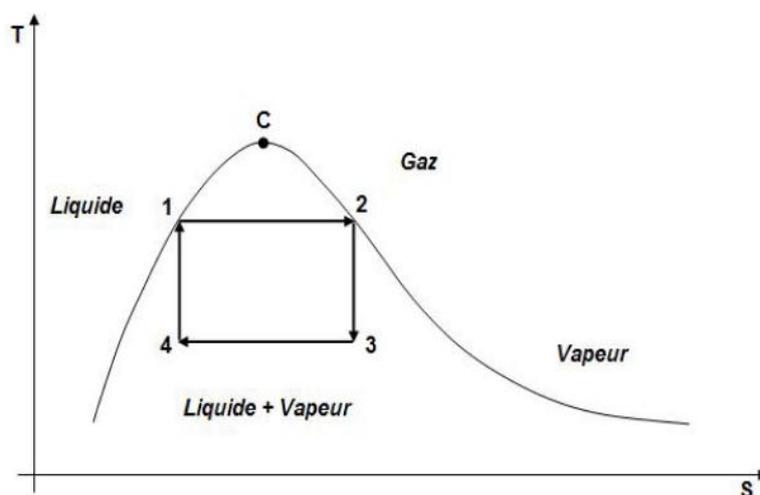


Figure 2.4. Représentation du cycle de Carnot sur un diagramme (T, S)

Le rendement η_c du cycle de Carnot peut être obtenu par :

$$W_{\text{net}} + Q_1 + Q_2 = 0 \quad (2.6)$$

D'après le bilan d'énergie (1^{er} principe), on a :

$$\eta_c = \frac{W_{\text{net}}}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2.6)$$

Et d'après, le 2^{ème} principe nous permet d'écrire :

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (2.7)$$

Ce qui donne :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = -\frac{T_2}{T_1} \quad (2.8)$$

Et par conséquent, on déduit :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.9)$$

D'après le diagramme entropique de la figure 2.4. L'aire du cycle sur le diagramme entropique est égale à la chaleur captée Q_1 de la source chaude. En effet :

$$Q_1 = T_1(S_2 - S_1) \quad (2.10)$$

La chaleur cédée à la source froide :

$$Q_2 = T_2(S_4 - S_3) \quad (2.11)$$

On déduit :

$$Q_1 + Q_2 = (T_1 - T_2)(S_2 - S_1) \quad (2.12)$$

Or, $Q_1 + Q_2 = W_{\text{net}}$ qui n'est rien d'autre que la surface du cycle **1-2-3-4** décrit par le fluide moteur.

2.3.3. Cycles de Rankine

Dans le cycle de Carnot, c'est un fluide diphasique qui circule dans la pompe, ce qui pose un certain nombre de problèmes techniques. La puissance consommée pour un débit de fluide donné est élevée, ce qui cause la baisse du rendement effectif de la pompe, et ses parties mécaniques subissent une érosion prématurée. Le cycle de Rankine (figure 2.5) permet de remédier à cela (amélioration du cycle de Carnot) : le condenseur est dimensionné de façon à condenser la totalité du fluide, et c'est un liquide exempt de vapeur qui se présente à l'entrée de la pompe. En contrepartie, il faut ajouter une transformation isobare 1-1' dans la première partie de la chaudière, pour amener le liquide à la saturation, avant de commencer à produire de la vapeur.

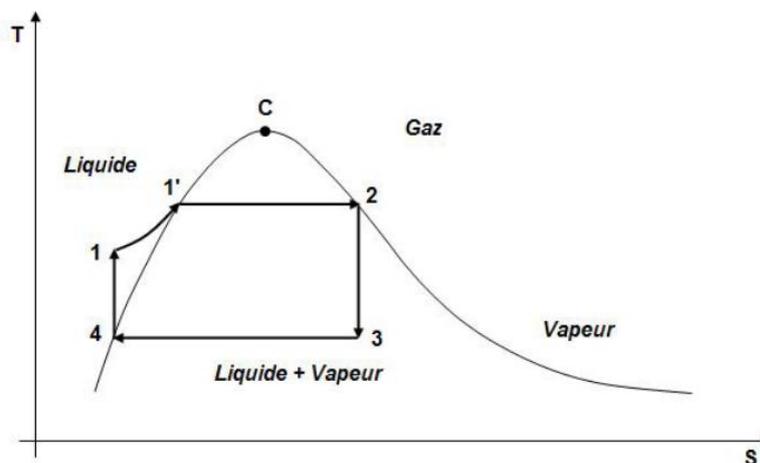


Figure 2.5. Le cycle de Rankine sur diagramme (T, S)

2.3.4. Cycles de Hirn (ou cycle à surchauffe)

Dans le même ordre d'idée, le cycle de Hirn (figure 2.6) permet d'éviter la présence d'un fluide diphasique dans la turbine en dimensionnant la chaudière de façon à surchauffer la vapeur dans la transformation isobare 2'-2. De cette façon, le fluide ne revient dans la zone diphasique qu'à la sortie de la turbine.

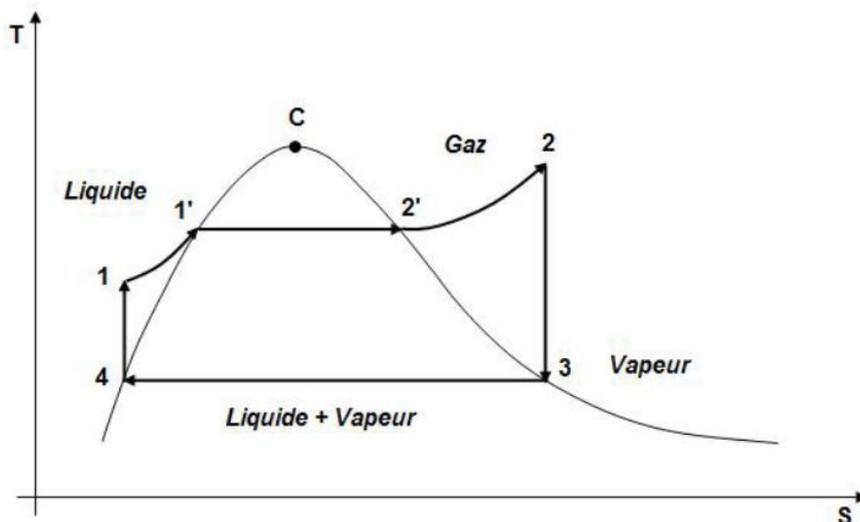


Figure 2.6. Le cycle de Hirn sur diagramme (T, S)

2.3.5. Cycle de Beau de Rochas ou d'Otto (Moteur à Essence)

L'évolution des pressions dans la chambre de combustion en fonction du volume du cycle « Beau de Rochas » se représente dans un diagramme (p, V), voir (figure 2.7.), comme suit :

- **1-2** : Aspiration du mélange ($m_a + m_c$) à la pression atmosphérique dans le cylindre.
- **2-3** : Compression **Adiabatique** 2-3 jusqu'au volume V_1 correspond au **PMB**, Ou la pression est p_1 .

$$PV^\gamma = \text{Cte} \quad (2.13)$$

$$P_2 V_2^\gamma = P_3 V_3^\gamma, \frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma \quad (2.14)$$

On pose : $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$, (rapport de compression volumétrique).

Il vient donc :

$$\frac{P_3}{P_2} = \varepsilon^\gamma \quad (2.15)$$

Cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$\frac{T_3}{T_2} = \varepsilon^{\gamma-1} \quad (2.16)$$

3-4 : Combustion instantanée du mélange à volume constant associée à de fortes augmentations de température à T_2 et de la pression à p_2 . Il y a apport de chaleur :

$$Q_1 = (m_a + m_c)c_v(T_4 - T_3) \quad (2.17)$$

4-5 : Détente **adiabatique** du gaz brûlés qui ramène le volume à V_2 , Avec une pression p_3 . Il s'agit du temps moteur du cycle.

$$\frac{P_4}{P_3} = \varepsilon^\gamma \quad (2.18)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \varepsilon^{\gamma-1} \tag{2.19}$$

5-6 : Détente **isochore** des gaz brûlés dans le cylindre, ou la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, la température chute aussi.

$$Q_2 = (m_a + m_c)c_v(T_2 - T_5) \tag{2.20}$$

6-7: Echappement **isobare** des gaz brûlés et retour au point de départ 1.

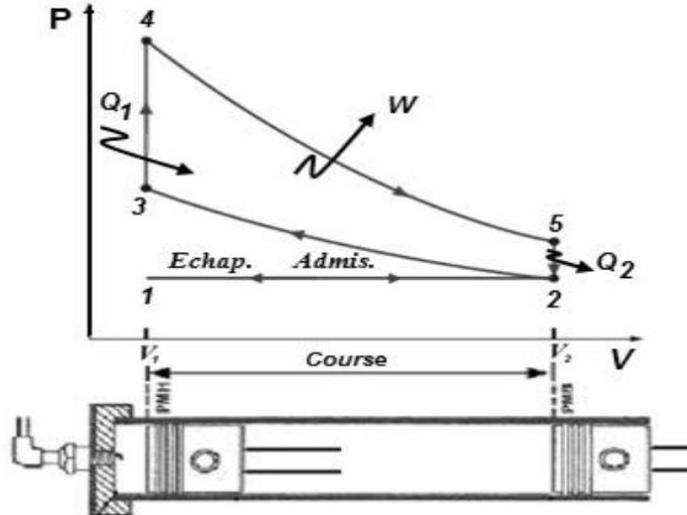


Figure 2.6. Cycle de Beau de Rochas

Le rendement théorique du cycle de Beau de Rochas :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \tag{2.21}$$

Sachant que : $\frac{Q_2}{T_3} + \frac{Q_1}{T_2} = 0$ (2^{ème} principe de thermodynamique)

Il vient donc :

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \tag{2.22}$$

2.3.6. Cycle Diesel (Combustion par compression)

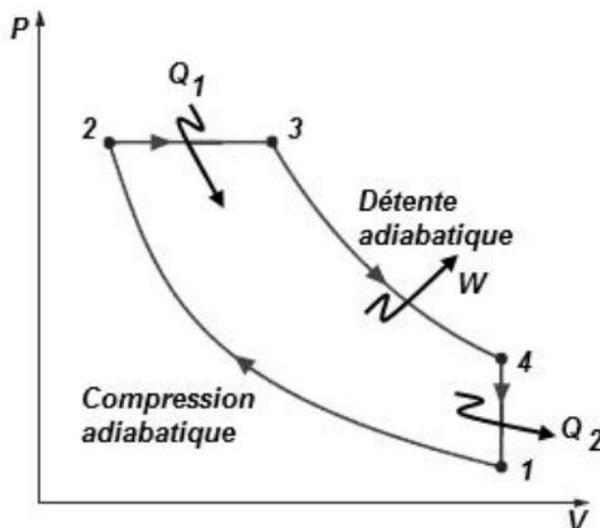


Figure 2.7. Cycle de Diesel

0-1: admission du mélange,

1-2: compression adiabatique du mélange

$$\frac{P_2}{P_1} = \epsilon^\gamma \quad (2.23)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \epsilon^{\gamma-1} \quad (2.24)$$

2-3: Combustion isobare, ce qui donne un apport de chaleur :

$$Q_1 = (m_a + m_c)c_p(T_3 - T_2) \quad (2.25)$$

3-4: Détente adiabatique

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = \epsilon^\gamma \quad (2.26)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \epsilon^{\gamma-1} \quad (2.27)$$

4-1: Détente isochore des gaz brûlés dans le cylindre, ou la pression chute instantanément à la pression atmosphérique, la température chute aussi.

$$Q_1 = (m_a + m_c)c_v(T_1 - T_4) \quad (2.28)$$

1-0 : Echappement isobare des gaz brûlés et retour au point de départ 0.

Le rendement théorique du cycle Diesel :

$$\eta_{th \text{ Diesel}} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.29)$$

En réécrivant, la relation du rendement en fonction du taux de compression ϵ et le rapport $\delta = \frac{\epsilon}{\epsilon'}$, avec $\epsilon' = \frac{V_4}{V_3}$

On obtient finalement :

$$\eta_{th \text{ Diesel}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \left(\frac{\delta^\gamma - 1}{\gamma(\delta - 1)} \right) \quad (2.30)$$

2.3.7. Cycle mixte (cycle de Sabathé)

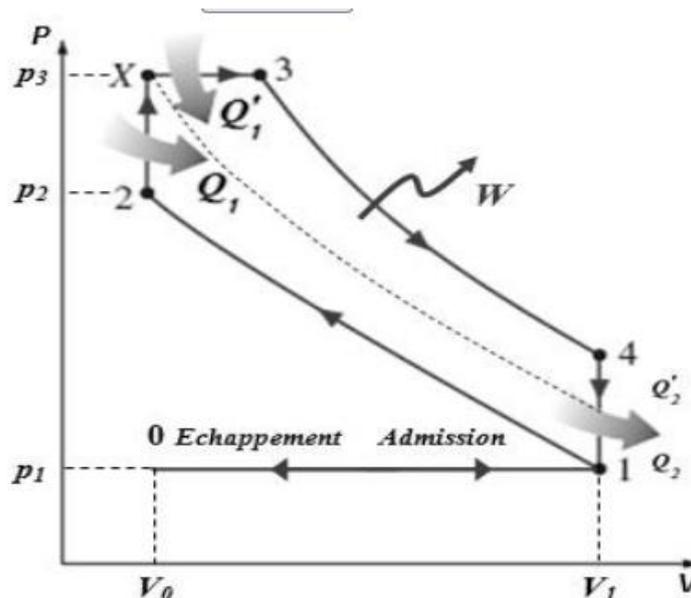


Figure 2.8. Cycle de Sabathé (cycle mixte)

Comme le montre le diagramme 2.8., le cycle mixte c'est la somme des deux cycles précédents (Otto et Diesel). Le rendement du cycle est donné par :

$$\eta_{th\ Mixte} = \frac{Q_1 + Q'_1 + Q_2 + Q'_2}{Q_1 + Q'_1} \quad (2.31)$$

$$\eta_{th\ Mixte} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + Q'_1 \left(1 + \frac{Q'_2}{Q'_1}\right)}{Q_1 + Q'_1} \quad (2.32)$$

$$\eta_{th\ Mixte} = \frac{Q_1 \eta_{th} + Q'_1 \eta_{th\ Diesel}}{Q_1 + Q'_1} \quad (2.33)$$

2.4. Machines dithermes réceptrices (machines frigorifiques)

Les machines dithermes transformant du travail mécanique reçu en une chaleur ($W \rightarrow Q$), elles sont par contre des machines de transfert de chaleur, c'est le cas des machines frigorifiques ou les pompes à chaleur.

2.4.1 Cas d'une machine frigorifique (le réfrigérateur)

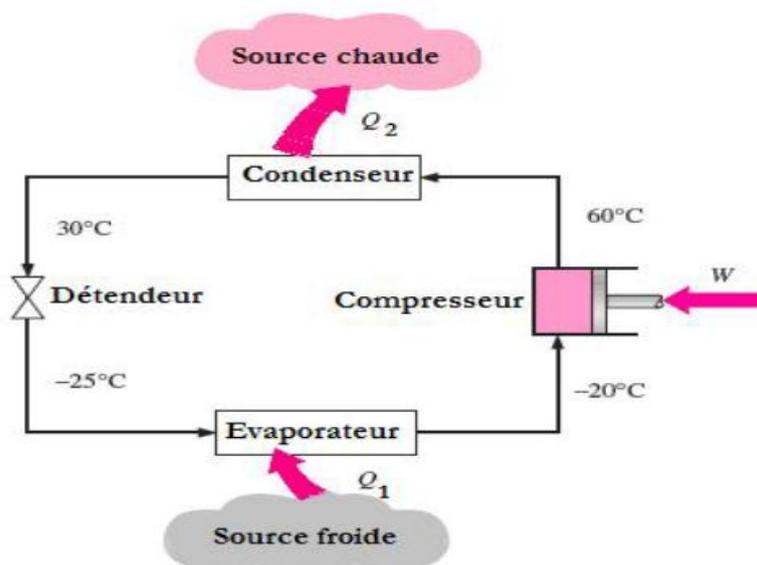


Fig. 2.12. Machines dynamo-thermiques (Réfrigérateur)

D'après le 1^{er} principe, on a :

$$W + Q_1 + Q_2 = \Delta U = 0 \quad (2.34)$$

D'après le 2^{ème} principe :

Pour un cycle réversible, on a :

$$\Delta S = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (2.35)$$

$$\Delta S = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \leq 0 \quad (\text{Inégalité de Clausius}) \quad (2.36)$$

Le coefficient de performance (COP) d'une machine dynamo-thermique, η est donné par :

$$\eta = \frac{\text{Froid produit}}{\text{Travail fourni}} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} > 1 \quad (2.37)$$

2.4.2 Cas d'une pompe à chaleur

Elle est basée sur le même principe qu'un réfrigérateur mais avec un objectif différent, c'est pomper de la chaleur d'une source froide et la restituer à une source chaude (c'est pour chauffer).

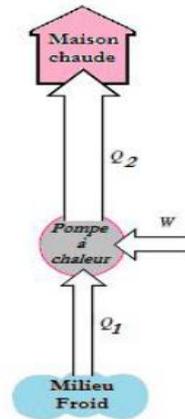


Fig. 2.13. Machines dynamo-thermiques (Pompe à chaleur)

D'après le 1^{er} principe, on a :

$$W + Q_1 + Q_2 = \Delta U = 0 \quad (2.38)$$

D'après le 2^{ème} principe :

Pour un cycle réversible, on a :

$$\Delta S = \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (2.39)$$

Le coefficient de performance (COP) d'une machine dynamo-thermique, η est donné par :

$$\eta = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} > 1 \quad (2.40)$$