



**République Algérienne Démocratique et
Populaire**



**Ministère de l'Enseignement Supérieure et
de la Recherche Scientifique**

UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Science technique

Spécialité : Génie mécanique

Option : Mécanique énergétique

Thème

**Etude thermodynamique d'une machine
frigorifique**

Devant le jury composé de :

Encadreur: MENECEUR Nouredine

Examineur: BOURKANE Houda

Président: BOUKHARI Ali

Présenté par :

ARBIA Aissa

AD Mohamed

2012-2013

Dédicace

Je dédie ce travail à :

*A celle qui a inséré le goût de la vie et le sens de la
responsabilité....merci MÈRE.*

*A celui qui a été toujours la source d'inscription
et de couragemerci PÈRE.*

A mes frères

A ma grand-mère, mes tantes et mes tantons. A mes oncles

A mes cousins et cousines

Et à toute ma famille.

A Monsieur : MENECEUR NOUREDDINE pour son aide.

A toutes mes amis de prés ou de loin.

A mes amies de la promotion de maintenance 2013

ARBIA Aïssa

Dédicace

J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance.

- *A mes parents.*
- *A mes frères et mes chères sœurs, pour leurs aides et leurs précieux conseils.*
- *A mon grand père et mes grandes mères.*
- *A tous mes Amis sans exception.*
- *A tout le groupe 3^{ème} GM promotion 2013 ainsi que les étudiants d'EL OVED.*

AD Mohamed

Remerciement

*Tout d'abord, nous remercions ALLAH, notre créateur de nous
avoir donné les forces
Pour accomplir ce travail.*

*Nous adressons le grand remerciement notre encadreur
M.MENECEUR Noureddine qui a proposé le thème de ce
mémoire, aussi pour ses conseils et ses orientations.*

*Nous avons également l'honneur de remercier l'Administration du
Département de
Mécanique d'avoir facilité le processus de sélection du mémoire et
de l'encadreur, ainsi
que de l'organisation et la bonne coordination.*

*Un grand merci est adressé aux examinateurs d'avoir accepté la
lecture et l'évaluation
de notre mémoire.*

*Finalement, nous remercions tous ceux qui ont participé à
réaliser ce mémoire.*

Sommaire

Liste des figures.....	A
Liste des tableaux.....	B
Résumé.....	C
Nomenclature.....	D
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralité sur le froid

I.1 Historique	3
I. 2 Généralité sur le froid	3
I.3 Technique de production de froid.....	3
I.4 Fonctionnement d'une machine frigorifique.....	4
I.4.1 Le circuit frigorifique simplifié.....	4
I.4.2 Les éléments de base du circuit frigorifique.....	4
I.4.3 Compréhension du circuit frigorifique.....	4
I.4.4 Premier principe appliqué sur les éléments de base de la machine	6
I.5 les types des éléments de Base du circuit frigorifique.....	7
I.5.1 Différents types de compresseur.....	7
I.5.2 Différents types d'évaporateur.....	10
I.5.3 Différents types de condenseur.....	10
I.5.4 Différents types de détendeur.....	11
I.6 Fluides frigorigènes.....	12
I.6.1 Définition et rôle.....	12
I.6.2 Caractéristiques fondamentales d'un fluide frigorigène.....	12
I.6.3 Restriction d'utilisation depuis le Protocole de Montréal.....	12

Chapitre II : les cycles frigorifiques

II.1 Généralités.....	14
II.2 Différents types des Machines frigorifiques.....	15
II.2.1 Machines à compression.....	15
II.2.1.1 Machines à changement de phase.....	15

II.2.1.2	Machines frigorifiques à gaz.....	16
a)-	Machines à cycle de Joule.....	16
b)-	Machine de Stirling.....	17
II.2.2	Machines à sorption.....	18
II.2.2.1	Différents types de sorption.....	18
II.2.2.2	Machines à absorption.....	19
a)-	Principe de fonctionnement.....	19
b)-	Machine à adsorption.....	20
II.3	Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique.....	23
II.3.1	Cycles à compression à un seul frigorigène pur ou azéotropique.....	23
II.3.1.1	Cycle à compression mono étagée.....	23
II.3.1.2	Cycle à compression poly étagée.....	23
a)-	Cycle à compression bi étagée.....	23
b)-	Cycle à plus de deux étages de compression.....	23
II.3.2	Cycles à compression à plusieurs frigorigènes.....	23
II.3.2.1	Cycles à plusieurs frigorigènes purs séparés. Cycles en cascade.....	24
II.3.2.2	Cycles à mélange de plusieurs frigorigènes.....	24

CHAPITRE III : Calcul des performances d'un cycle frigorifique

III.1	Introduction	26
III.2	Le cycle frigorifique étudié.....	26
III.2.1	Données du système avant changement.....	26
III.2.2	Les caractéristiques des fluides frigorigènes utilisés.....	27
III.2.3	Calcul des performances.....	28
III.3	Calcul des performances thermiquement fonction deux fluide R22 et R404A.....	29
III.3.1	Tableau Résultat de calcul par le fluide R22 et Tableau R404.....	29
III.3.2	Résultats et discussions.....	29
III.3.2.1	Effet de la variation de puissance frigorifique.....	30
III.3.2.1	Effet du coeff de performance en fonction de la T(C°) Condensation.....	32
	Conclusion générale.....	33
	Références Bibliographies.....	X

Liste des figures

Fig. I.1 : schéma d'un circuit frigorifique simplifié.....	4
Fig. I.2 : description du cycle du fluide frigorigène : cycle de Hirn.....	5
Fig. I.3 : diagramme enthalpique du cycle frigorifique.....	6
Fig. I.4 : schéma d'un compresseur a piston.....	8
Fig. I.5 : schéma d'un compresseur a spirale (scroll).....	6
Fig. I.6 : schéma d'un compresseur centrifuge.....	9
Fig. I.7 : schéma d'un condenseur refroidi a l'air.....	10
Fig. I.8 : schéma d'un détendeur capillaire.....	11
Fig. I.9 : schéma d'un détendeur thermostatique.....	11
Fig. II.1 : cycle frigorifique mono étage d'Evans-pékings.....	14
Fig. II.2 : schéma d'une machine frigorifique a compression.....	16
Fig. II.3 : cycle d'une machine a compression de vapeur sur le diagramme (t,s)	16
Fig II.4 : schéma d'une machine frigorifique a gaz.....	17
Fig. II.5 : cycle d'une machine a gaz sur le diagramme (t,s).....	17
Fig II.6 : schéma d'une machine frigorifique a absorption.....	20
Fig II.7 : schéma d'une machine frigorifique a adsorption.....	21
Fig II.7: schéma d'une machine frigorifique a adsorption.....	22
Fig III.1 : circuit frigorifique de refroidissement d'eau glace fonctionnant soit au R 22, et R404..	26
fig III.2 : variation de débit-masse en fonction puissance frigorifique.....	30
Fig III.3: variation de puissance décompression en fonction puissance frigorifique.....	30
Fig III.4: variation de rendement volumétrique en fonction puissance frigorifique.....	30
Fig III.5: variation de débit-volume aspire par compresseur en fonction puissance frigorifique.....	30
Fig III.6: variation de rendement effectif du compresseur en fonction puissance frigorifique.....	31
Fig III.7: variation de coefficient de performance en fonction de la température.....	31

Liste des tableaux

Tableau I.1: L'application du premier Principe pour les différentes composantes.....	7
Tableau III.1: Caractéristiques comparatives du R 22 et du R 404A.....	27
Tableau III.2: Caractéristiques déduites des relevés sur le circuit de refroidissement..... d'eau glacée fonctionnant au R 22.	27
Tableau III.3: Caractéristiques déduites des relevés sur le circuit de refroidissement..... d'eau glacée fonctionnant au R 404A.	28
Tableau III.4: Résultat de calcul par le fluide R22.....	29
Tableau III.5: Résultat de calcul par le fluide R404A	29
Tableau III.6: comparées deux fluide frigorigène R22 et R404A.....	32

Résumé

Ce mémoire basé sur l'étude de performance d'un cycle frigorifique à compression mécanique, nous avons sélectionné deux types de fluides frigorigènes R22, R404A, le but est de montrer comment recalculer, avant toute transformation de l'installation, les nouvelles performances du système avec le nouveau frigorigène.

Nous avons réalisé un programme en langage MATLAB, basé sur les performances thermiques d'un cycle frigorifique à compression. Ce cycle est fonctionné par deux types de fluide frigorifique différents, R22 et R404A. Le but de la méthode consiste à déduire, des performances de la machine fonctionnant au R 22, celles qu'aura cette même machine avec du R404A. Pour cela, on admet, sans faire de grosse erreur, que, pour des taux de compression voisins, les valeurs des rendements volumétrique η_v et effectif η_{eff} du compresseur demeurent utilisables.

Les résultats de cette étude montrent que le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Mots clés: Cycle, machine frigorifique, refroidissement, condenseur, évaporateur....

ملخص

يستند هذا البحث على دراسة أداء دورة التبريد بالضغط الميكانيكي، اخترنا نوعين من مائع التبريد R22، R404A، والهدف هو إظهار كيفية حساب قبل أي تعديل للنظام، والأداء الجديد للنظام مع موائع التبريد الجديدة. نفذنا برنامجا بلغة MATLAB، يستند على الأداء الحراري لدورة التبريد بالضغط. ويتم تشغيل هذه الدورة من قبل نوعين مختلفين من موائع التبريد R22 و R404A والغرض من هذا الأسلوب هو أن نستنتج أداء تشغيل الجهاز بالمائع R 22, R404A لهذا، ونحن نفترض، دون خطأ أن لمعدل ضغط المجاورة ، وقيم الكفاءة الحجمية η_{eff} وضغط فعال η_v تزال صالحة للاستعمال. هذه الدراسة تظهر أن نتائج دورة التشغيل الفعلي للآلة التبريد تستقر درجات الحرارة من الوسط الهواء الخارجي البارد يكون عندما يتم رفض الحرارة، وخصائص أبعاد الجهاز .

كلمات المفاتيح: دورة ، جهاز تبريد، تبريد، ضغط، مكثف، مبخر....

Nomenclature

h : Enthalpie massique [J].

D : Alésage (diamètre du piston) [mm].

C : Course (déplacement du piston) [mm].

n : Nombre de cylindres [Nombre].

N : Vitesse de rotation [tr/min].

θ_F : température d'évaporation [°C].

θ_C : température de condensation [°C].

Φ_F : puissance frigorifique dans ces conditions [Kw].

P_{eff} : puissance effective absorbée [Kw].

\dot{m}_f : débit-masse circulant [kg/s].

P_c : puissance de compression [Kw].

\dot{V}_a : débit-volume aspiré par le compresseur [m^3/s].

\dot{V}_e : débit-volume engendré par la compresseur [m^3/s].

η_v : rendement volumétrique du compresseur [%].

η_{eff} : le rendement effectif du compresseur [%].

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Jusqu'à présent, le conditionnement d'air et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent principalement par la voie classique des machines frigorifiques à compression, qui nécessitent pour le fonctionnement du compresseur, une dépense d'énergie électrique considérable. Ces machines utilisent pour leur fonctionnement des CFC dont la plupart appauvrissent la couche.

Ce travail sera basé sur l'étude de performance d'un cycle frigorifique à compression mécanique, nous avons sélectionné deux types de fluides frigorigènes R22, R404A, le but est de montrer comment recalculer, avant toute transformation de l'installation, les nouvelles performances du système avec le nouveau frigorigène. Cette étape devrait être suivie, dans la pratique, par une série de manipulations d'extraction de l'ancien fluide et de l'huile, par leur remplacement, après nettoyage du circuit, par de nouveaux produits. La méthode consiste à déduire, des performances de la machine fonctionnant au R 22, celles qu'aura cette même machine avec du R 404A.

Ce mémoire comprend trois chapitres ; dans le premier on a exposé d'une façon détaillée les différentes techniques de froids utilisées actuellement dans le domaine de refroidissement industrielle. Le deuxième chapitre fait une présentation détaillée des différents types des machines frigorifique et leurs principes de fonctionnement et leurs cycles frigorifiques. Dans le troisième chapitre nous avons présenté une étude de la performance d'un cycle frigorifique à compression cette étude à élaboré par un programme de calcul en langage MATLAB.

Enfin une conclusion des principaux résultats auxquels nous avons abouti.

Chapitre I

Généralités sur le froid

I.1 Historique

En 1857 Ferdinand Carre réalisé la première machine frigorifique à compression, la première machine à absorption à fonctionnement continu (1860). Il est également le premier à utiliser l'ammoniaque comme fluide frigorifique.

En 1876 Charles Tellier aménagea le premier navire à cales réfrigérées, qui réussit à transporter sur le trajet Rouen Buenos Aires des viandes conservées en parfait état.

I.2 Généralité sur le froid

Le *froid* est la sensation contraire du chaud, associée aux températures basses, il abaisse la température des denrées et de ce fait ralentit les évolutions physiologiques, biochimiques et microscopiques. Le froid ne stérilise pas, contrairement à la chaleur: Le stock microscopique n'est jamais totalement détruit, quelque soit le niveau de température atteint.

On peut créer le froid artificiellement en effectuant le vide dans une chambre ou par des systèmes réfrigérants tels que les réfrigérateurs ou les congélateurs qui sont deux types fondamentaux de traitement par le froid des denrées alimentaire.

- Le froid positif: la réfrigération.
- Le froid négatif: la congélation

La réfrigération :

Le traitement par le froid « réfrigération » consiste à refroidir ,puis à conserver une denrée à température positive (à 0°C) de telle façon que l'eau contenue dans cette denrée , ne puisse être transformée en glaces.

La congélation:

Le traitement par la froide « congélation » consiste à refroidir, à congeler et à conserver une denrée à une température très inférieure à celle de l'eau constitutive en son sein. Une grande partie de cette eau est transformée en glace sous de cristaux plus ou moins gros. Les températures usuelles de conservation par congélation sont comprises entre -10°C et -35°C.

I.3 Technique de production de froid

Il existe différentes façons d'obtenir du froid. Le principe réside toujours en un transfert de chaleur (calories), à partir du système à refroidir vers l'environnement.

La technologie la plus employée dans la grande majorité des réfrigérateurs électroménagers et dans de nombreuses applications industrielles est La Réfrigération à compression de vapeur.

I.4 Fonctionnement d'une machine frigorifique

La première chose à comprendre est qu'on fait de froid en prenant de la chaleur (ce qui a pour effet de refroidir).

I.4.1 Le circuit frigorifique simplifié

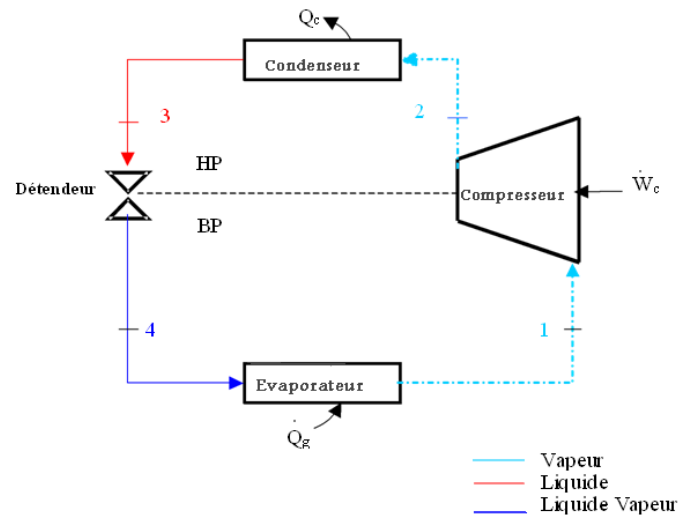


Fig. I.1: Schéma d'un circuit frigorifique simplifié.

I.4.2 Les éléments de base du circuit frigorifique

Il existe quatre éléments essentiels :

- *Le compresseur* : Qui sert à comprimer du fluide frigorigène gazeux à basse pression BP en fluide frigorigène gazeux à haute pression HP.
- *L'évaporateur* : Qui sert à échanger de la chaleur entre l'air chaud et le fluide s'évaporant.
- *Le condenseur* : Qui sert à échanger de la chaleur entre l'air frais et le fluide se condensant.
- *Le détendeur* : Qui sert à détendre le fluide frigorigène HP liquide en fluide frigorigène BP prêt à s'évaporer.

I.4.3 Compréhension du circuit frigorifique

Les quatre éléments de base du circuit frigorifique sont reliés entre eux par les tuyauteries frigorigènes:

- De refoulement: entre le compresseur et le condenseur (en 2).
- De liquide: entre le condenseur et le détendeur (en 3).
- D'aspiration: entre l'évaporateur et le compresseur(en 1).

Dans lesquelles circule en circuit fermé étanche, le fluide frigorigène qui est successivement à l'état:

- De vapeurs froides détendues à basse pression dans la conduite d'aspiration (point 1).
- De vapeurs comprimées surchauffées à haute pression HP dans la conduite de refoulement (point 2).
- De liquide frigorigène pur (à haute pression et température sensiblement ambiante) dans la conduite de liquide (point 3).

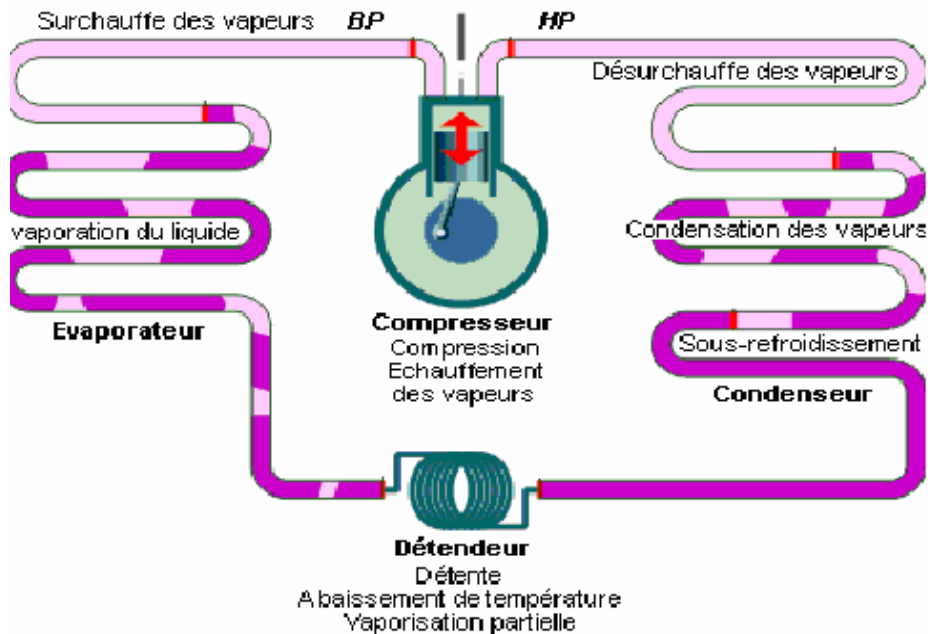


Fig. I.2 : Description du cycle du fluide frigorigène : cycle de Hirn.

Dans le compresseur, le fluide frigorigène arrive à l'entrée du compresseur à l'état gazeux, à basse pression et basse température; La compression permet d'élever sa pression et sa température.

En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique) ; mais elle ne l'est pas en pratique. Un compresseur réel présente des pertes importantes.

D'une part ce sont les pertes volumétriques, dues :

- à la dilatation du gaz d'aspiration à son entrée dans le compresseur dont les parois sont plus chaudes (enroulement du moteur, pistons, cylindre, etc.).
- aux fuites entre le piston et le cylindre,
- aux fuites dans les soupapes à l'espace mort du cylindre ; le surplus de gaz qui se dilate lors de l'aspiration empêche le remplissage complet avec du fluide frigorigène nouvellement

aspiré.

D'autre part, ce sont les pertes mécaniques dues aux frictions entre les pièces mobiles.

Dans le condenseur, le gaz chaud cède sa chaleur à l'eau du circuit extérieur, Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent (désurchauffe), puis le fluide se condense. Le fluide liquide se refroidit de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

Dans le détendeur, le fluide subit une détente isenthalpique. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore totalement en absorbant la chaleur provenant du circuit d'eau qui se refroidit. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur ; c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe.

Diagramme enthalpique du cycle frigorifique : *diagramme de Mollier*.

Sous la courbe « en cloche » se situe le mélange liquide-vapeur. A gauche de la cloche, le fluide est à l'état liquide (il se "sous-refroidi"). A droite, le fluide est à l'état vapeur (il "surchauffe").

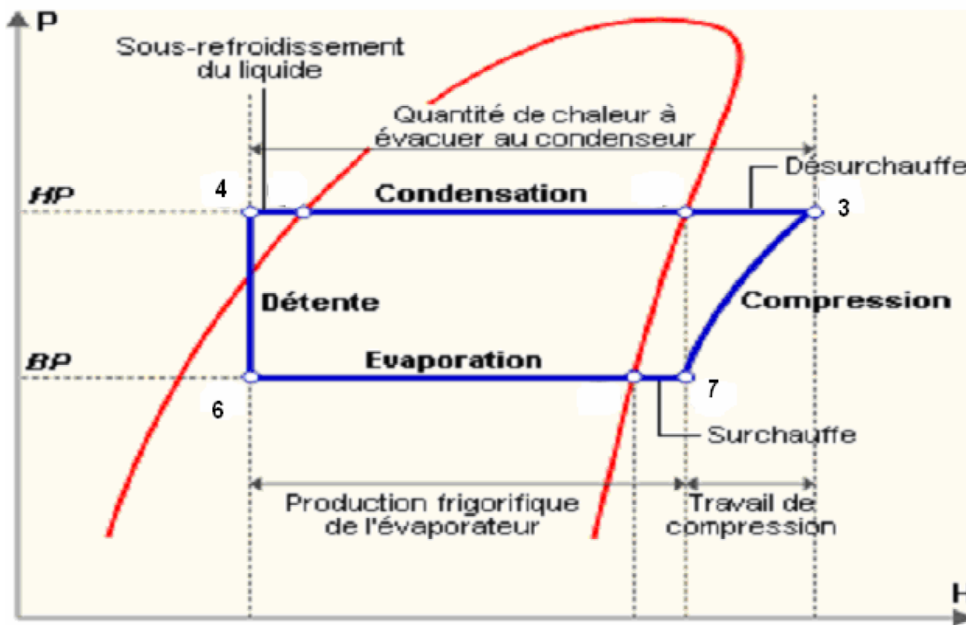


Fig. I.3 : Diagramme enthalpique du cycle frigorifique

I.4.4 Premier principe appliqué sur les éléments de base de la machine

D'une façon générale le premier principe engendre que la variation de l'énergie d'un système ouvert est régie par l'équation suivante :

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \left[m'_i \left(h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + g z_i \right) \right]_s^e + Q + W \tag{I.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho \cdot dv = \dot{m}'_e - \dot{m}'_s$$

Généralement nous nous plaçons dans le régime permanent et nous négligeons les variations d'énergies cinétiques et potentiel on aura donc :

$$\left[\dot{m}'_i \left(h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + g z_i \right) \right]_s^e + \dot{Q}' + \dot{W} = 0 \quad (\text{I.2})$$

$$\dot{m}'_e = \dot{m}'_s$$

L'application du premier Principe pour les différentes composantes:

Composante	Hypothèses sur la transformation	conséquences	Premier principe
Compresseur	Adiabatique réversible	$\dot{Q} = 0$ $s^e = s^s$	$\dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e)$ $\dot{m}_s = \dot{m}_e$
Condenseur	Isobare	$\dot{W} = 0$	$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e)$ $\dot{m}_s = \dot{m}_e$
Détendeur	Adiabatique Parois rigides	$\dot{Q} = 0$ $\dot{W} = 0$	$h_s = h_e$ $\dot{m}_s = \dot{m}_e$
évaporateur	Isobare	$\dot{W} = 0$	$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e)$ $\dot{m}_s = \dot{m}_e$

Tableau I.1: L'application du premier Principe pour les différentes composantes

I.5 les types des éléments de Base du circuit frigorifique

I.5.1 Différents types de compresseur

Il ya quatre types de compresseurs :

- compresseur a piston
- compresseur à spirale
- compresseur a vis

- compresseur Centrifuge

a) - *Compresseur à piston*: Ils équipent principalement (figure I.3) les réfrigérateurs ménagers mais on peut aussi les rencontrer pour le froid commercial (faible et moyenne puissance) et pour les groupes de production d'eau glacée utilisée pour les centrales de traitements d'air. On peut les trouver dans les installations de froid industriel anciennes.

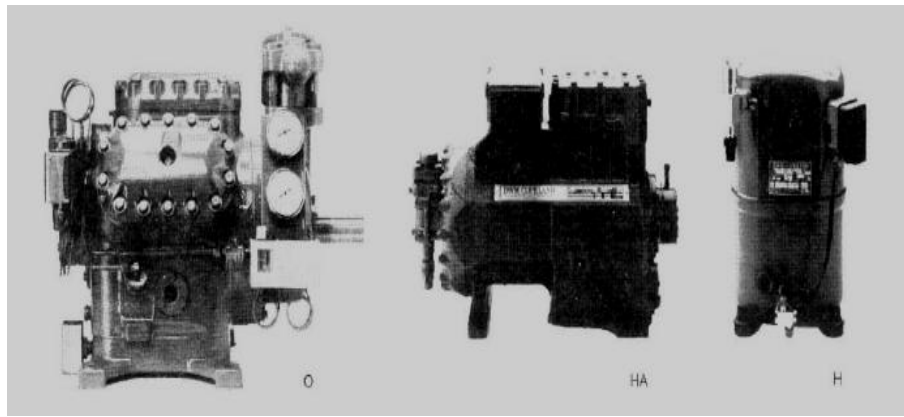


Fig. I.4 : schéma d'un compresseur à piston.

b)- *Compresseur à spirale (Scroll)* : Aussi appelé compresseur scroll (figure I.4) ; ceux-ci équipent souvent les climatisations du fait de leur discrétion sonore. On les reconnaît à leur forme allongée. Leur champ d'application est plutôt pour la climatisation (split-system, multi-split, ...). Ils peuvent aussi constituer une "centrale" pour assurer le fonctionnement de centrale de traitements d'air via un fluide caloporteur (plus généralement de l'eau pure ou glycol).

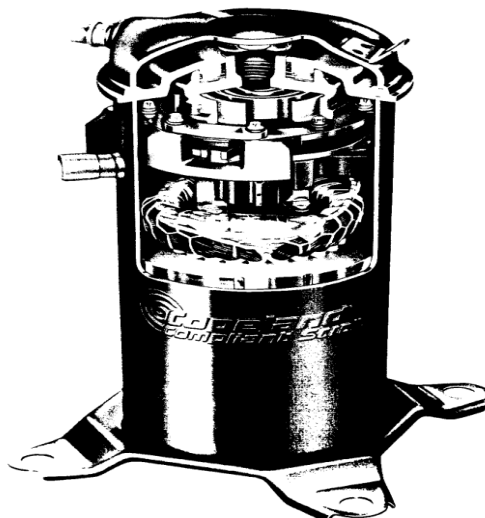


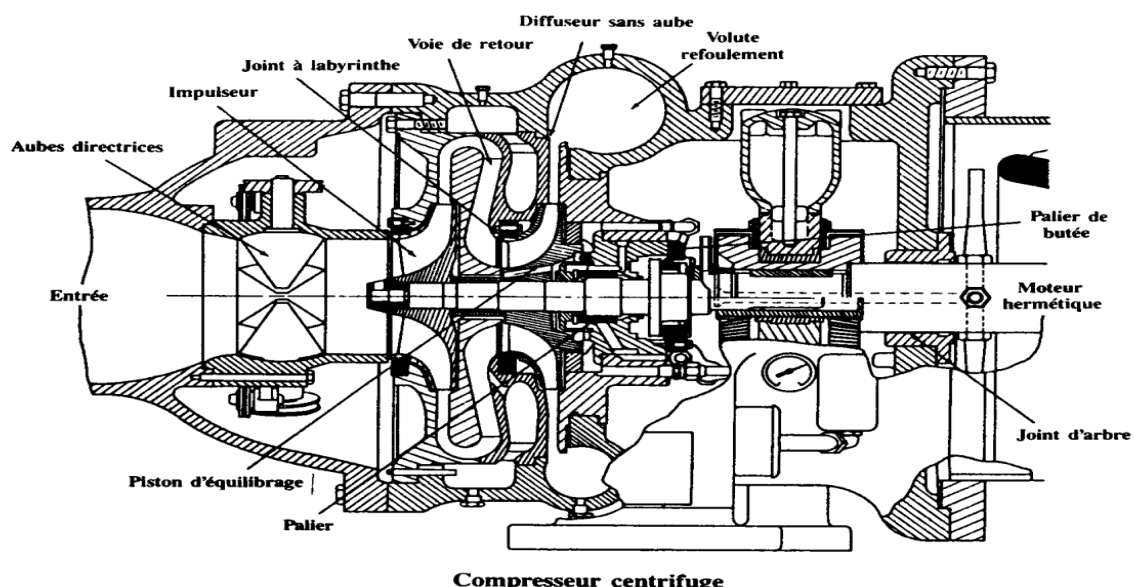
Fig. I.5 : schéma d'un compresseur à spirale (Scroll).

c)- *Compresseur à vis (Screw)* : Le compresseur à vis ou hélico-compresseur appartient à la classe des machines volumétriques de type rotatif. Depuis 1976, on assiste à un développement important mondial des compresseurs à vis dans tous les domaines du froid. Depuis quelques années, il est apparu une nouvelle génération de compresseurs à vis de petite et moyenne puissance recouvrant le domaine des compresseurs à pistons de moyenne puissance vus leur efficacité et leur progrès dans l'amélioration du rendement.

Les compresseurs à vis se répartissent en deux sous-groupes: les *birotors* et les *Mono rotors*

d)- *Compresseur centrifuge* : le compresseur centrifuge (figure I.4) ou turbocompresseur est une turb-machine de type radial. Il comprend un rotor animé d'une vitesse de rotation uniforme. Il est traversé par le fluide qui s'écoule de façon permanente. Vitesse de rotation uniforme et écoulement permanent sont les caractéristiques essentielles des turbo-machines. Le compresseur centrifuge utilise l'augmentation de l'énergie cinétique du fluide, obtenue en utilisant la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique avec laquelle le fluide quitte les aubes du rotor. A la sortie de la roue, le fluide pénètre dans un diffuseur où la vitesse du fluide est convertie en pression.

Description : Un compresseur centrifuge se compose d'un ensemble mobile constitué par un arbre et une roue à aubages, et d'un jeu d'aubages de pré rotation placé à l'aspiration du compresseur.

**Fig. I.6 :** schéma d'un compresseur centrifuge.

I.5.2 Différents types d'évaporateur

a)- *Évaporateur à convection naturelle* : On appelle convection naturelle, le mouvement résultant de la variation de la masse volumique du fluide avec la température, cette variation engendre la formation d'un champ de force gravitationnelle qui conditionne le déplacement des particules du fluide.

Les évaporateurs à convection naturelle sont généralement, réalisés en tube à ailettes et parfois en tubes lisses collés sur une plaque métallique. La réfrigération de l'aire est obtenue par convection naturelle de l'air qui se met en mouvement (l'air froid tombe vers le bas et l'air chaud va vers le haut). Ce procédé est réservé à de faibles puissances frigorifiques; exemple l'évaporateur du réfrigérateur

b)- *Évaporateur convection force*: On appelle convection forcée, le mouvement provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'échange de chaleur avec ventilation forcée consiste à forcer la circulation d'air sur l'évaporateur et ainsi améliorer l'échange thermique entre le fluide frigorigène et le corps à refroidir (air, eau...). Avec ce système, il est possible d'avoir de plus grosses puissances frigorifiques.

I.5.3 Différents types de condenseur

a)- *Condenseur à convection naturelle* : Ce type de condenseur est réservé aux installations de très faible puissance (réfrigérateurs ménagers); il est constitué par un tube formant un serpentín appliqué sur une feuille de tôle formant ailette unique et perforée, le condenseur étant alors placé verticalement derrière le réfrigérateur (voir figure I.5).

b)- *Condenseur à convection forcée* : Pour des puissances frigorifiques supérieures à celles des réfrigérateurs ménagers, il est recommandé d'utiliser des condenseurs à convection forcée afin que les appareils utilisés soient d'un encombrement compatible avec les puissances calorifiques à évacuer. Les condenseurs à convection forcée sont constitués par une batterie ailette équipée d'un ou plusieurs électro-ventilateurs qui assure la circulation de l'aire sur le faisceau ailette; exemple le condenseur d'un climatiseur.

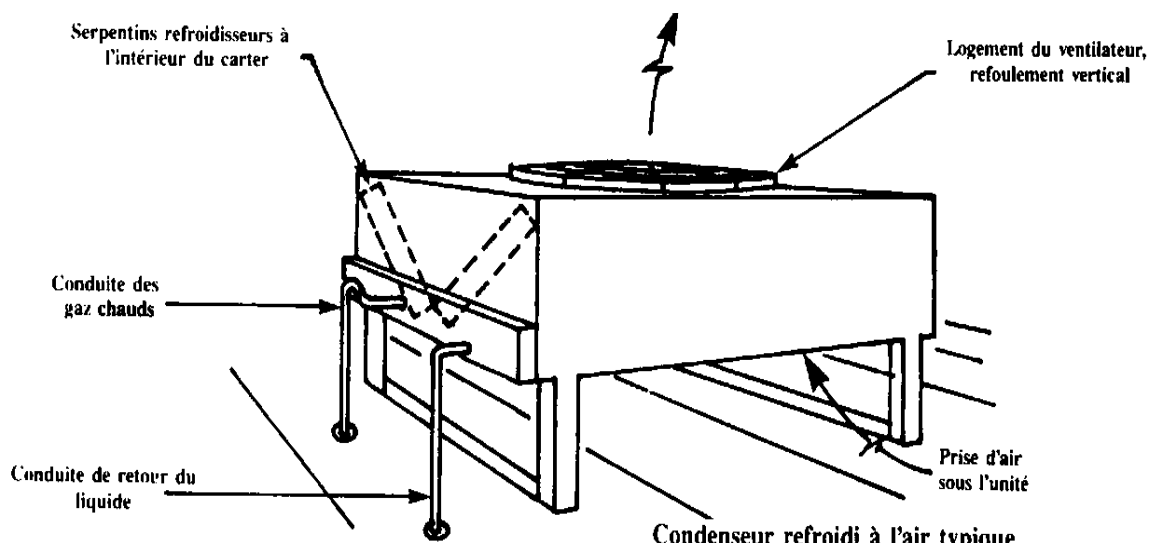


Fig. I.7 : schéma d'un condenseur refroidi à l'air.

I.5.4 Différents types de détendeur

a)- Détendeur capillaire:

Le capillaire est un tube en cuivre dont le diamètre est très faible (de l'ordre 0.6mm à 1.8mm) et la longueur varie de 1.7m et 7m environ. Il permet d'assurer la détente du fluide frigorigène et l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène détendu, il relie le condenseur avec l'évaporateur. La détente du fluide frigorigène est obtenue par une chute de pression lors de son passage dans le tube.



Fig. I.8 : schéma d'un détendeur capillaire.

b)- Détendeur thermostatique:

C'est un régulateur piloté en fonction de la température. Son rôle étant de régler la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur en fonction de la surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène qui à la sortie de l'évaporateur.

Il ne doit donc envoyer dans l'évaporateur qu'une quantité de fluide frigorigène qui puisse se vaporiser totalement.

Exemple le détendeur thermostatique d'injection, type TEAT qui s'utilise pour l'injection de réfrigérant liquide dans la conduite d'aspiration du compresseur frigorifique.

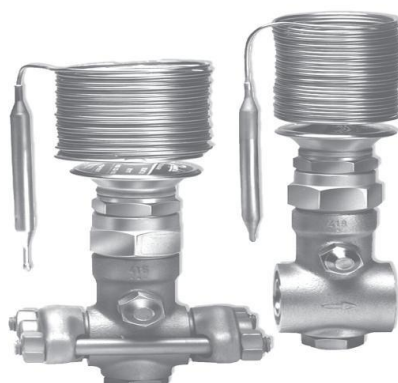


Fig. I.9 : *schéma d'un détendeur thermostatique.*

I.6 Fluides frigorigènes

I.6.1 Définition et rôle

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide pur ou un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. C'est un agent de transmission thermique qui, dans un système frigorifique, s'évapore à basse température et à basse pression et fournit de la chaleur en se condensant à une température et pression plus élevée.

Le rôle d'un fluide frigorigène est d'absorber de la chaleur à l'évaporateur et d'en rejeter au condenseur.

I.6.2 Caractéristiques fondamentales d'un fluide frigorigène

Le fluide frigorigène est une substance qui évolue dans les circuits des installations. Grâce aux phénomènes endothermiques et exothermiques qui résultent des transformations qu'il subit, il permet d'absorber la chaleur à la source froide et d'en rejeter à la source chaude.

Pour qu'une substance puisse jouer le rôle d'un fluide frigorigène, il faut que:

- Son point d'ébullition soit le plus bas possible à la pression atmosphérique.
- Le volume de vapeurs formées lors de la vaporisation soit faible.
- La pression de condensation ne soit pas trop élevée.
- Elle ne doit attaquer ni l'huile ni les métaux du circuit frigorigène.
- Elle doit être peu toxique que possible, inflammable et non explosive.

I.6.3 Restriction d'utilisation depuis le Protocole de Montréal

Depuis le 16 septembre 1987, le Protocole de Montréal signé par 24 pays et par la Communauté économique européenne et qui compte aujourd'hui 190 pays signataires, est un accord international visant à réduire et, à terme, éliminer complètement les substances qui appauvrissent la couche d'ozone. La Communauté économique européenne a ainsi depuis voté des lois dans ce sens.

Ce protocole impose la suppression de l'utilisation des CFC (sauf pour des utilisations qualifiées de

critiques ou essentielles), de halons, bromure de méthyle et autres substances appauvrissant la couche d'ozone (HCFC, tétrachlorure de carbone, bromochlorométhane, hydrobromofluorocarbone, méthylchloroforme), et cela dans un délai permettant la mise en place de substituts.

Chapitre II
Les cycles frigorifiques

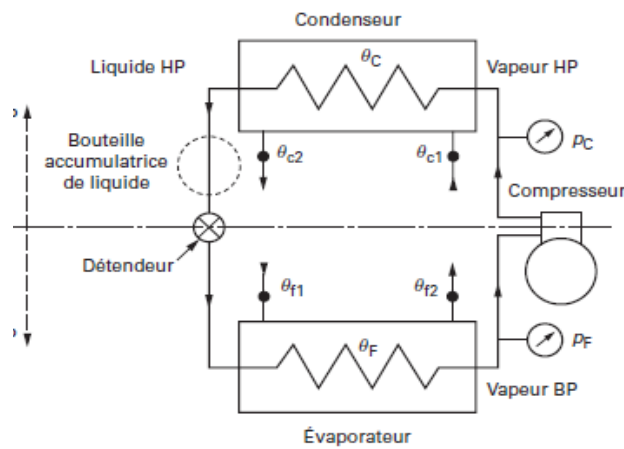
II.1 Généralités

La bonne connaissance des cycles frigorifiques à compression est d'une importance majeure, ce qui justifie le développement qui leur est réservé.

Le cycle fondamental à compression mono étagée, ainsi que l'évolution idéale des températures du frigorigène et des fluides caloporteurs froid et chaud dans les échangeurs de ce système sont présentés sur la figure II.1. La machine à un étage de compression, très simple et très symétrique, comprend les éléments suivants.

L'évaporateur vaporise le frigorigène en prélevant de la chaleur au frigoporteur qui se refroidit de θ_{f1} à θ_{f2} . La vapeur sortant de cet évaporateur est saturée. L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation θ_F , correspondant à la pression d'évaporation p_F . On a :

$$\theta_F < \theta_{f2} < \theta_{f1}$$



(a) schéma du circuit

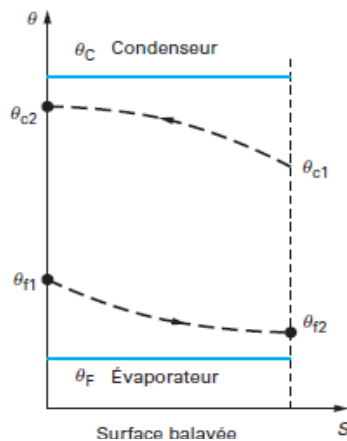


Fig. II.1 : Cycle frigorifique mono étagé d'Evans-Perkins.

Le **compresseur** aspire, sous la pression p_F , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression p_C pour la rejeter dans le condenseur.

Le **condenseur** liquéfie le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de θ_{c1} à θ_{c2} . Le liquide frigorigène quittant cet échangeur est saturant. La condensation s'effectue à la température de condensation θ_C correspondant à la pression de condensation p_C . On a :

Le **régleur** (ou **détendeur**) alimente en frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le frigorigène y subit la détente de p_C à p_F .

Ce cycle a été décrit pour la première fois, en 1805, par l'Américain O. Evans. La première mise en œuvre est due à J. Perkin (1834). On trouve souvent ce cycle d'Evans-Perkin désigné, improprement, sous le nom de cycle de Rankine ou de Rankine inverse.

II.2 Différents types des Machines frigorifiques

II.2.1 Machines à compression

II.2.1.1 Machines à changement de phase

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (II-2). La transformation suivie par le fluide frigorigène est représentée sur le diagramme de Stodola (T, S) (figure II-3).

Le principe de fonctionnement peut être décrit comme suit :

En partant du point 1, le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe (point 2), où la pression est égale à la tension de vapeur saturante à la température ambiante. La vapeur comprimée est refoulée ensuite vers le condenseur (supposé parfait). Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance (trajet 2→3). Le condensât obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Cette opération est accompagnée d'un abaissement de température (trajet 3→4). Le mélange liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporation s'effectue en extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide; c'est l'effet utile (trajet 4→1).

Cette description concerne le cas le plus simple, c'est-à-dire une machine ne comportant qu'un seul étage. Dans l'industrie, on utilise souvent des cycles plus compliqués résultant de l'amélioration des performances, tels que les cycles à compression étagée ou les cascades de machines. Cependant, ces

machines manquent encore de rationalité dans l'utilisation, il reste toujours des progrès à réaliser dans leur dimensionnement.

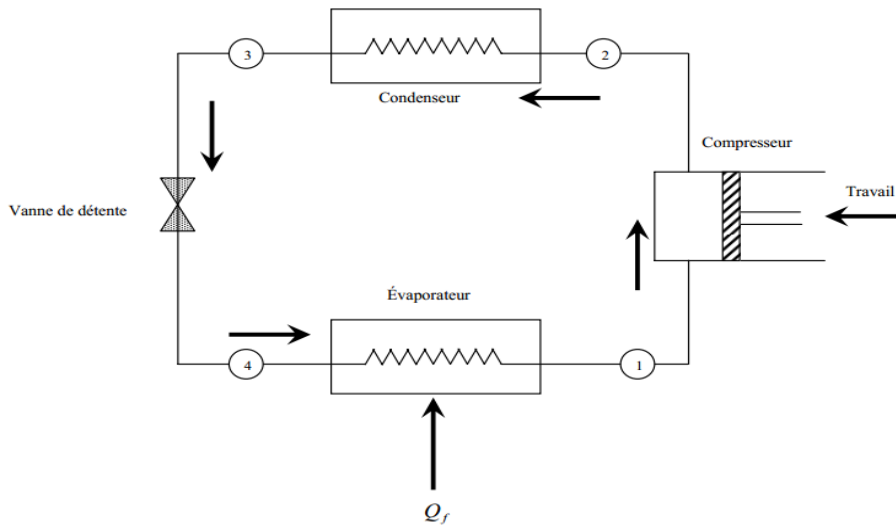


Fig. II.2: Schéma d'une machine frigorifique à compression.

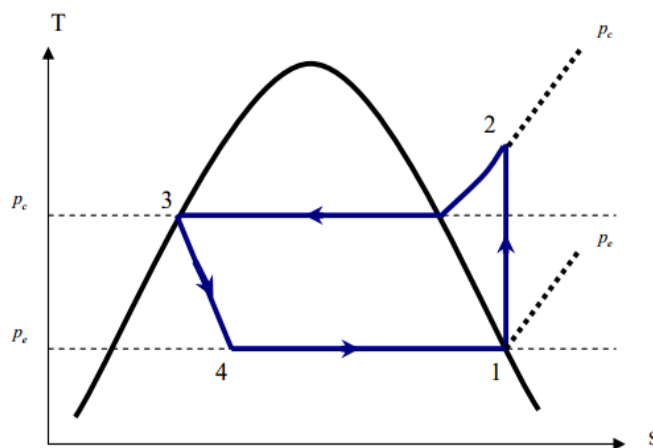


Fig. II.3: Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T,S).

II.2.1.2 Machines frigorifiques à gaz

Dans ce type de machines, le froid est obtenu en utilisant la chaleur sensible du fluide frigorigène sans avoir un changement d'état, elles utilisent un cycle inverse soit de joule soit de Stirling-Ericsson.

a)- Machines à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide.

Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l’entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (II-4) et (II-5).

Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais l’inconvénient majeur de ces machines vient du fait que l’effet utile est produit à température variable. Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable.

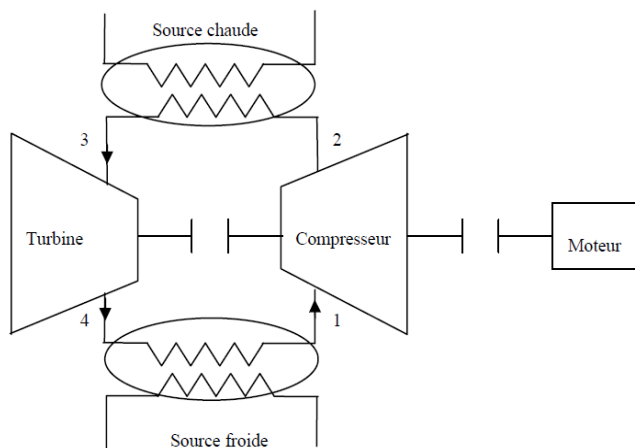


Fig II.4 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

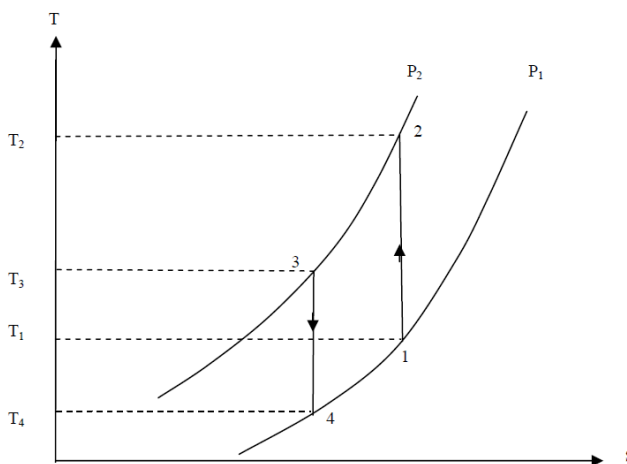


Fig. II.5: Cycle d'une machin à gaz sur le diagramme (T,S).

b)- Machine de Stirling

Ces machines remarquables sont caractérisées par un bon rendement, elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l’air (-200 °C) en un seul étage, mais leur inconvénient majeur résulte de leur encombrement et leur cinématique compliquée, elles ne sont que peu utilisées. Dans le marché, il existe quelques variantes de ces machines, les plus connues sont les machines de PHILIPS utilisées dans la production d’azote ou d’air liquide. Enfin, on peut dire qu’actuellement, les machines

à compression mécanique occupent une situation importante dans la plupart des applications. Cependant, contrairement aux systèmes à sorption, les machines à compression souffrent de la nécessité d'une énergie motrice noble.

D'autre part, les systèmes à compression de vapeur utilisent les CFC en particulier comme fluides frigorigènes, contribuant ainsi d'une façon importante à la dégradation de la couche d'ozone. Ce problème est considéré parmi les inconvénients majeurs des systèmes à compression de vapeur.

Il y a lieu aussi de remarquer que les problèmes liés soit, à l'environnement, soit aux ressources d'énergies, ont donné dernièrement un regain d'intérêt à une autre filière de machines à sorption, qui sera analysée dans le paragraphe suivant.

II.2.2 Machines à sorption

II.2.2.1 Différents types de sorption

Les systèmes frigorifiques à sorption utilisent des propriétés couplées d'un sorbant et d'un sorbat (fluide frigorigène). Suivant la nature du sorbant liquide ou solide, la machine présente des variantes dont les principales sont les suivantes:

- **Absorption humide** : Cette variante de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ce couple est le mieux connu et le plus étudié. La réaction mise en jeu entre le sorbant et le sorbat est de nature chimique. La solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu.
- **Absorption sèche** : Le sorbant est alors un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$. Les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation). En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat.
- **Adsorption** : Ce phénomène est bien détaillé dans le chapitre II. Les énergies mises en jeu dans le cas de l'adsorption sont généralement plus faibles que l'absorption.

Bien que le cycle de base de la machine qui utilise le principe d'adsorption soit un cycle intermittent, les recherches effectuées jusqu'à ce jour, ont permis de mettre au point des machines frigorifiques à cycles permanents et à multiples effets [7]. Les couples les plus utilisés sont les zéolithes-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac. Ce type de machines reste encore

peu étudié, comparativement aux deux précédents qui utilisent le principe d'absorption humide et sèche et demeure en attente de développement industriel.

II.2.2.2 Machines à absorption

a)- Principe de fonctionnement

Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est représenté sur la figure (II-6). Nous allons traiter le cas d'une solution binaire constituée d'eau (le constituant le moins volatil) et d'ammoniac (le constituant le plus volatil).

La solution riche en NH_3 entre en 1 dans le bouilleur, sous l'effet de la chaleur, libère du NH_3 à la pression haute P_1 , la solution pauvre obtenue (point 2) passe dans l'absorbeur après avoir subi une chute de pression dans une vanne jusqu'à la pression basse P_0 . La vapeur de NH_3 séparée de la vapeur d'eau (point 5) est condensée à la température ambiante, après détente (6-7) jusqu'à la pression P_0 , le liquide restant s'évapore en produisant l'effet utile.

Le cycle est bouclé à partir du liquide 3 pauvre en NH_3 et de la vapeur 8, on obtient ainsi dans l'absorbeur un liquide 4 riche en NH_3 . Signalons que cette opération est très exothermique de sorte que l'absorbeur doit être refroidi. Après, une simple pompe lève la pression de P_0 à P_1 . Les couples les plus utilisés sont par ordre d'importance: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ou $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$.

Vu l'importance de la gamme de température à couvrir ($-10\text{ }^\circ\text{C}$ à $-30\text{ }^\circ\text{C}$), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième et le troisième couple, la température se situe vers $+5\text{ }^\circ\text{C}$, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air.

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique. En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0,7.

Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches soit dans le but d'améliorer le rendement soit dans le but de les adapter à des nouvelles sources d'énergie à basses températures.

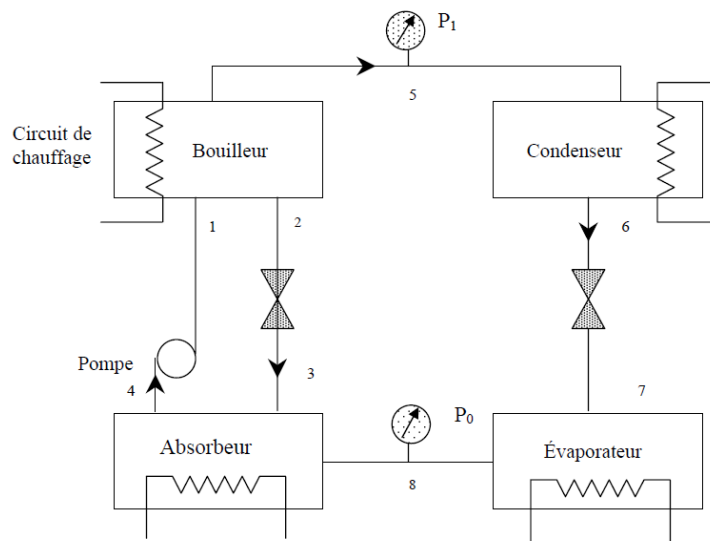


Fig II.6: Schéma d'une machine frigorifique à absorption.

b)- Machine à adsorption

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié.

b-1 Description d'une machine frigorifique à adsorption

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (II-7).

Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants:

- Un adsorbeur (contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur.
- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans le quel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.
- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur
- Une vanne de détente V_3 .
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.
- Deux clapets anti-retour V_1 et V_2 .

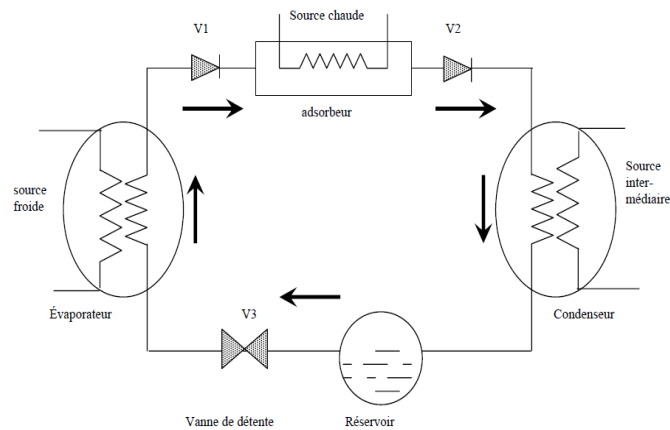


Fig II.7: Schéma d'une machine frigorifique à adsorption.

b-2 Principe de fonctionnement

Au début de cycle, les vannes V_1 , V_2 et V_3 sont fermées, l'adsorbent se trouve à sa température minimale, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale d'adsorbat.

En chauffant l'adsorbent, la pression du gaz adsorbé augmente au fur et à mesure que sa température augmente, la masse adsorbée reste constante.

Lorsque la pression atteint celle du condenseur (pression haute), la vanne V_2 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation et le condensât est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbent soit en équilibre avec la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, le refroidissement de l'adsorbent commence. Sa pression diminue et la vanne V_2 se ferme.

La vanne V_3 s'ouvre, le condensât stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression du condenseur jusqu'à celle de l'évaporateur (pression basse).

Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbent atteint celle de l'évaporateur, la vanne V_1 s'ouvre et l'adsorbent qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbent continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbant est saturé en adsorbat. Les vannes V_1 et V_3 se ferment et un autre cycle commence.

b-3 Cas d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Dans une machine solaire à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de

convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système.

Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbant doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène. Le schéma le plus simple possible permettant de réaliser de façon pratique un fonctionnement intermittent est représenté par la figure (II-8).

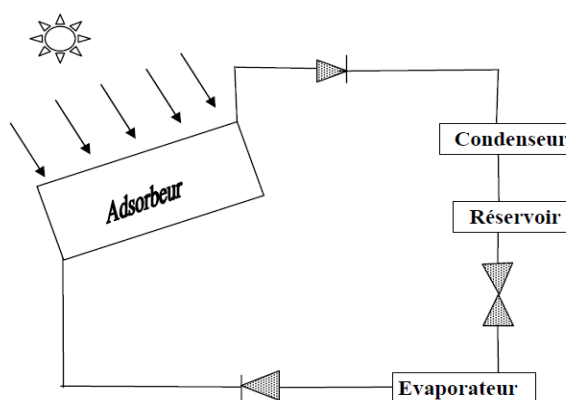


Fig II.8: Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption.

b-4 Comparaison entre les systèmes à sorption

Dans une étude récente, une comparaison des performances thermodynamiques de systèmes à sorption est effectuée pour des applications représentatives (congélation, fabrication de glace, conditionnement d'air et pompes à chaleur). Dans la majorité des cas considérés, et en termes de puissance frigorifique, les systèmes à sorption liquide ont une meilleure performance et le couple H_2O/L_iBr représente le couple le plus performant pour des températures d'évaporation supérieures à $0^\circ C$. Cependant, les performances des systèmes à adsorption dépendent hautement du couple adsorbant/adsorbat et du procédé à utiliser.

D'autre part, de point de vue technique et technologique, les cycles à adsorption peuvent pallier certains défauts onéreux liés aux systèmes à absorption :

- Dans les installations à absorption, en exceptant le couple H_2O/L_iBr pour des températures d'évaporation supérieures à $0^\circ C$, le couple H_2O/NH_3 est le plus utilisé dans les applications de congélation. Et dans ce cas, dans les installations utilisant ce couple, il est nécessaire de rectifier le fluide frigorigène à l'aide d'une colonne de rectification, de façon à épurer les vapeurs d'ammoniac.

- Les systèmes à absorption nécessitent au moins une énergie motrice noble d'appoint, pour actionner la solution riche qui passe de l'absorbeur vers le bouilleur. En revanche, les systèmes à adsorption peuvent fonctionner de façon autonome dans la version étudiée ici.
- Lorsqu'il s'agit de l'utilisation de l'énergie solaire comme source de chaleur, dans les systèmes à adsorption, l'adsorbeur de la machine est placé dans le collecteur solaire, exposé ainsi directement aux rayonnements solaires. Au contraire, dans les systèmes à absorption liquide, l'énergie solaire est transférée d'une manière indirecte, ce qui nécessite plusieurs composantes supplémentaires (pompes, échangeur de chaleur et fluide caloporteur entre le collecteur solaire et le bouilleur, ...), donc une machine plus encombrante.

II.3 Classification des cycles frigorifiques à compression mécanique

On distingue les cycles à compression à un seul frigorigène, pur ou azéotropique, de ceux utilisant plusieurs frigorigènes.

II.3.1 Cycles à compression à un seul frigorigène pur ou azéotropique

II.3.1.1 Cycle à compression mono étagée

On utilise un seul étage de compression mécanique pour la production de froid à températures pas trop basses (généralement supérieures à -20 °C ou -25 °C mais aussi jusqu'à -40 °C) et pour la plupart des pompes à chaleur.

De tels cycles sont extrêmement répandus.

II.3.1.2 Cycle à compression polyétagée

a)- Cycle à compression biétagée

Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre -25 °C et -45 °C), les cycles à compression monoétagée présentent divers inconvénients : efficacité plus réduite, température de refoulement excessive, fuites internes accrues, fatigue liée aux écarts de pression, etc. On fait alors appel aux cycles mettant en jeu deux étages de compression associés en série. Ces cycles à compression biétagée sont très courants.

b)- Cycle à plus de deux étages de compression

On utilise de tels cycles pour la production de froid à des températures encore plus basses (par exemple inférieures à -45 °C ou -50 °C) et ne mettant en jeu qu'un seul frigorigène. Ils sont beaucoup plus rares.

II.3.2 Cycles à compression à plusieurs frigorigènes

Les frigorigènes peuvent être séparés ou mélangés.

II.3.2.1 Cycles à plusieurs frigorigènes purs séparés. Cycles en cascade

Les systèmes qui mettent en œuvre ces cycles comprennent deux ou plusieurs circuits frigorifiques séparés, à compression mono ou polyétagée, utilisant chacun des frigorigènes différents.

Ces circuits élémentaires sont disposés en série et fonctionnent à des températures différentes. Chacun d'entre eux communique thermiquement avec le circuit plus froid qui le précède et le circuit plus chaud qui le suit. La chaleur puisée à basse température est ainsi transférée, d'un circuit à l'autre, tandis que sa température s'élève. Elle est finalement rejetée dans les milieux naturels, air ou eau, par le dernier circuit (le plus chaud). On peut ainsi produire du froid à des températures déjà fort basses (-90 °C , -120 °C , voire -150 °C).

II.3.2.2 Cycles à mélange de plusieurs frigorigènes

Les fluides actifs de ces cycles sont des mélanges zéotropes, ou non azéotropiques, de deux (mélanges binaires) ou plus de deux constituants purs. Rappelons que durant la vaporisation ou la condensation, à pression constante, d'un mélange zéotrope, la température varie. Avec ces mélanges, on peut mettre en œuvre :

- des circuits à un seul étage de compression ;
- des circuits à plusieurs étages de compression.

Quelques exemples d'utilisations particulières de ces cycles à mélanges plus ou moins complexes sont:

- les pompes à chaleur utilisant le mélange frigorigène R 723, ammoniac/diméthyléther, pour réduire les inconvénients dus au seul ammoniac : plus basses températures de refoulement des compresseurs, meilleure solubilité du lubrifiant dans le frigorigène, échanges thermiques améliorés ;
- la liquéfaction du gaz naturel (-160 °C) par usage de mélanges d'hydrocarbures ;
- les armoires de conservation à basses températures (-80 °C à -150 °C) utilisant des cycles à mélange de fluides mais un seul compresseur.

Dans ces divers cycles, à la place d'un frigorigène pur, on peut faire appel à un *frigorigène mélange azéotropique* qui se comporte comme un fluide pur. Rappelons qu'à pression constante, un mélange azéotropique se vaporise ou se condense à température constante comme le fait un corps pur.

Chapitre III
Calcul des performances
d'un cycle frigorifique

III.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de montrer comment recalculer, avant toute transformation de l'installation, les nouvelles performances du système avec le nouveau frigorigène. Cette étape devrait être suivie, dans la pratique, par une série de manipulations d'extraction de l'ancien fluide et de l'huile, par leur remplacement, après nettoyage du circuit, par de nouveaux produits.

La méthode consiste à déduire, des performances de la machine fonctionnant au R 22, celles qu'aura cette même machine avec du R 404A. Pour cela, on admet, sans faire de grosse erreur, que, pour des taux de compression voisins, les valeurs des rendements volumétrique η_v et effectif η_{eff} du compresseur demeurent utilisables. À partir d'un relevé complet sur site du cycle avant transformation, on évalue ces valeurs qui vont servir au calcul des nouvelles puissances frigorifique et absorbée.

III.2 Le cycle frigorifique étudié :

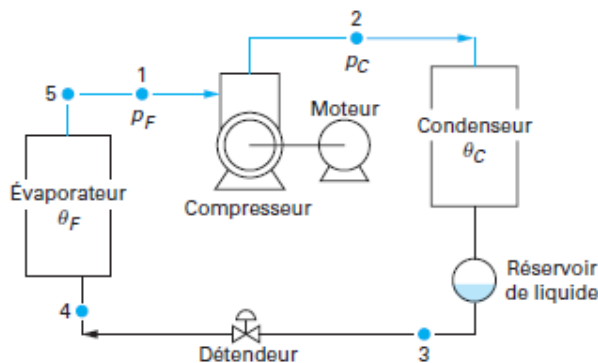


Fig III.1 : *Circuit frigorifique de refroidissement d'eau glacée
Fonctionnant soit au R 22, soit au R 404A.*

III.2.1 Données du système avant changement

Le circuit frigorifique (figure III.1) renferme un compresseur ouvert, à simple effet, dont les caractéristiques de construction sont les suivantes :

- Alésage (diamètre du piston)..... $D = 75 \text{ mm}$;
- Course (déplacement du piston) $C = 55 \text{ mm}$;
- Nombre de cylindres $n = 4$;
- Vitesse de rotation $N = 1\,450 \text{ tr/min}$.

Les conditions de fonctionnement relevées sur site avant changement de fluide sont les suivantes :

- température d'évaporation..... $\theta_F = 0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- température de condensation..... $\theta_C = + 40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- surchauffe utile en sortie d'évaporateur..... 10 K ;
- sous-refroidissement en sortie de condenseur..... 5 K ;
- puissance frigorifique dans ces conditions $\Phi_F = 64,7 \text{ kW}$;

- puissance effective absorbée..... $P_{eff} = 17,74 \text{ kW}$.

III.2.2 Les caractéristiques des fluides frigorigènes utilisés

En fonction du type d'installation et de son niveau de température, différents candidats seraient possibles :

- Le R 407C présente un glissement important ($> 7 \text{ K}$), nécessite une adaptation des échangeurs existants.
- le R 410A présente des pressions de fonctionnements élevés et une puissance frigorifique spécifique élevée, incompatible avec la machine existante,
- l'ammoniac (R 717) peut être envisagé, si l'installation de type industriel a été conçue pour fonctionner à terme avec ce fluide.

Le R 404A, quel que soit le niveau de température, serait le plus proche en vue de la conversion d'un groupe refroidisseur d'eau. Ses caractéristiques, vis-à-vis de l'environnement, comparées à celles du R 22, sont illustrées par le tableau III.1.

Tableau III.1: Caractéristiques comparatives du R 22 et du R 404A.

Fluide	R22	R 404A
Formule	CHCIF2	CF3CHF2 + CF3H3 + CF3CH2
Type de fluide	Pur	zéotrope
Glissement de la température sous 1.013 bars (k)	0	0,79
Masse molaire (g/mol)	86,5	97,6
Ozone Déplétion Potentiel ODP	0,055	0
Global Warning Potential (sur 100 ans) GWP100 (kg eq.CO2)	1 700	3 800

Tableau III.2: Caractéristiques déduites des relevés sur le circuit de refroidissement d'eau glacée fonctionnant au R 22.

Point particulier	Pression absolue	Température	Enthalpie massique h	Volume massique v
Vapeur surchauffée 1	4,98	+ 10	412,28	0,0496
Vapeur surchauffée 2 (1)	15,34	+ 67,85	441,78	0,018
Liquide sous-refroidi 3	15,34	+ 35	243,14	$0,87 \cdot 10^{-3}$
Liquide détendu 4	4,98	0	243,14	(2)
Vapeur saturée 5	4,98	0	404,91	0,047

1) Le point 2 est la fin de la compression isentropique.
 (2) Après détente, le frigorigène est à l'état diphasique, son titre en vapeur est alors $x_4 = 0,211$.

Tableau III.3: Caractéristiques déduites des relevés sur le circuit de refroidissement d'eau glacée fonctionnant au R 404A.

Point particulier	Pression absolue	Température	Enthalpie massique h	Volume massique ν
Vapeur surchauffée 1	6,00	+ 10	375,60	0,0349
Vapeur surchauffée 2 (1)	18,15	53,9	398,77	0,0114
Liquide sous-refroidi 3	18,15	34,7	251,09	0,0101
Liquide détendu 4	6	-0,36	251,09	0,0108 (2)
Vapeur saturée 5	6	0	365,78	0,0328

(1) Le point 2 correspond à la fin de la compression isentropique.
(2) Après détente, le frigorigène est à l'état diphasique, son titre massique en vapeur est alors $x_4 = 0,31$.

III.2.3 Calcul des performances

Les relevés du tableau.III.2 permettent de calculer successivement les paramètres suivants :

a)- débit-masse circulant :

$$\dot{m}_f = \Phi_F / (h_1 - h_3) \quad (\text{III.1})$$

b)- puissance de compression:

$$P_C = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (\text{III.2})$$

c)- débit-volume aspiré par le compresseur :

$$\dot{V}_a = \dot{m}_f \cdot V_1 \quad (\text{III.3})$$

d)- débit-volume engendré par le compresseur :

$$\dot{V}_e = \pi \frac{D^2}{4} \frac{CNn}{60} \quad (\text{III.4})$$

e)- rendement volumétrique du compresseur :

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_e} \quad (\text{III.5})$$

Or, le rendement volumétrique peut se représenter approximativement par la loi linéaire :

$$\eta_v = 1 - a\tau \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$\tau = P_c/P_f$: taux de compression

P_c et P_f : pressions absolues au refoulement et à l'aspiration.

f)- le rendement effectif du compresseur :

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\text{puissance de compression } P_c}{\text{puissance effective absorbée } P_{\text{eff}}} \quad (\text{III.7})$$

III.3 Calcul des performances thermiquement fonction deux fluide R22 et R404A

III.3.1 Tableau Résultat de calcul par le fluide R22 : (Tableau III.4)

Puissance frigorifique	25	30	40	50	60	70
Débit-masse	0.1478	0.1774	0.2365	0.2956	0.3547	0.4139
Puissance de compression	4.3603	5.2324	6.9765	8.7206	10.4647	12.2088
Débit-volume aspiré par compresseur	0.0073	0.0088	0.0117	0.0147	0.0176	0.0205
Débit volume engendré par compresseur	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007
Rendement volumétrique	3.1212e-010	3.7455e-010	4.9939e-010	6.2424e-010	7.4909e-010	8.7394e-010
Rendement effectif du compresseur	0.2458	0.2949	0.3933	0.4916	0.5899	0.6882
Taux de compression	3.0803	3.0803	3.0803	3.0803	3.0803	3.0803

III.3.1 Tableau Résultat de calcul par le fluide R404A : (Tableau III.5)

Puissance frigorifique	25	30	40	50	60	70
Débit-masse	0.2008	0.2409	0.3213	0.4016	0.4819	0.5622
Puissance de compression	4.6522	5.5827	7.4436	9.3045	11.1654	13.0263
Débit-volume aspiré par compresseur	0.0070	0.0084	0.0112	0.0140	0.0168	0.0196
Débit volume engendré par compresseur	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007	2.3488e+007
Rendement volumétrique	2.9834e-010	3.5801e-010	4.7734e-010	5.9668e-010	7.1601e-010	8.3535e-010
Rendement effectif du compresseur	0.2622	0.3147	0.4196	0.5245	0.6294	0.7343
Taux de compression	3.0250	3.0250	3.0250	3.0250	3.0250	3.0250

III.3.2 Résultats et discussions

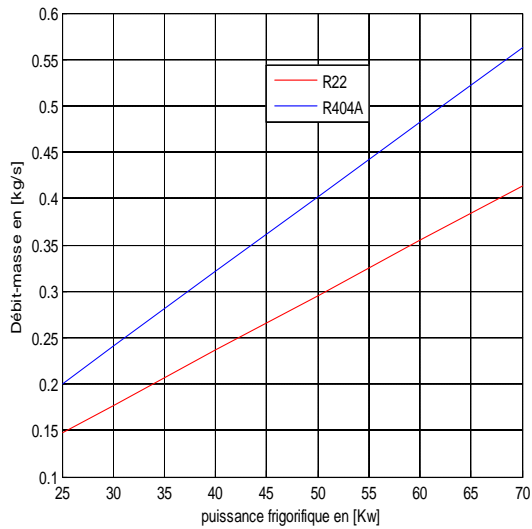


Fig III.2: variation de débit-masse en fonction puissance frigorifique

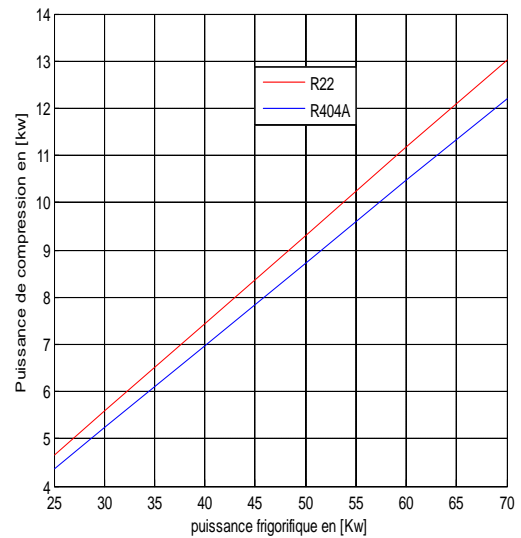


Fig III.3: variation de puissance de compression en fonction puissance frigorifique

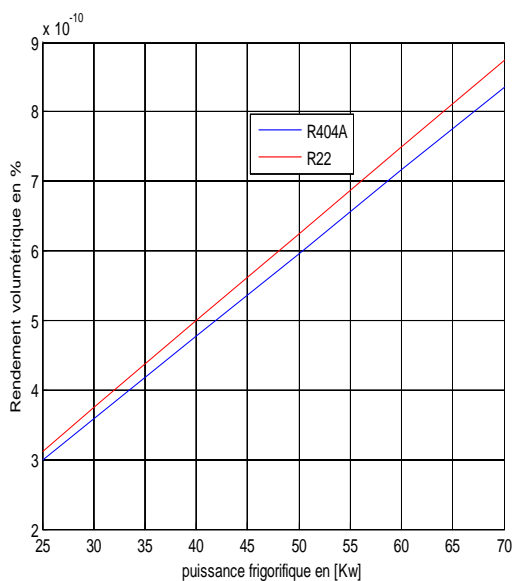


Fig III.4: variation de rendement volumétrique en fonction puissance frigorifique

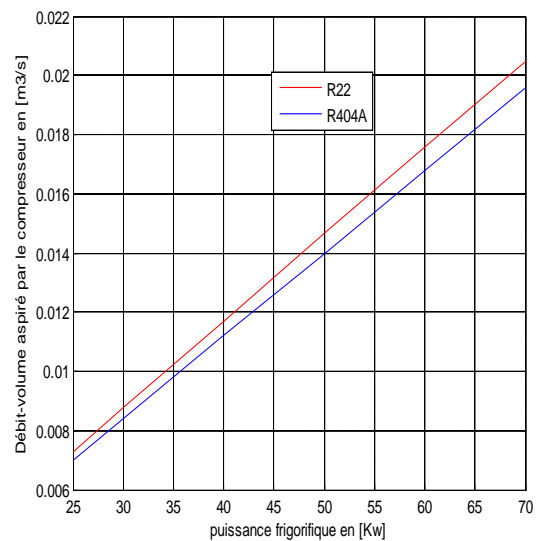


Fig III.5: variation de débit-volume aspiré par compresseur en fonction puissance frigorifique

III.3.2.1 Effet de la variation de puissance frigorifique

a)- Débit-masse et rendement effective du compresseur en fonction de la puissance frigorifique :

En variant la puissance frigorifique du cycle de 25 à 70 kW, le débit-masse (figure III.2) de la vapeur produite durant le processus de l'évaporation, varie linéairement de 0.15 à 0.42 kg/s pour le

fluide frigorigène R22 et de 0.25 à 0.56 pour le fluide frigorigène R404A. Ceci montre qu'il existe une différence dans la pression d'aspiration et de refoulement de compresseur entre les deux fluides. On peut conclure que le fluide R22 est donné effectivement un débit plus important que R404A. Les différences entre les deux fluides diminuent lorsque la puissance frigorifique augmente.

Tout cela va bien sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit-masse plus ou moins grand de fluide frigorigène définissant (R22 ou R404A) ainsi la puissance frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur.

La même constatation est faite pour l'influence des mêmes paramètres sur le rendement effectif du compresseur (figure.6).

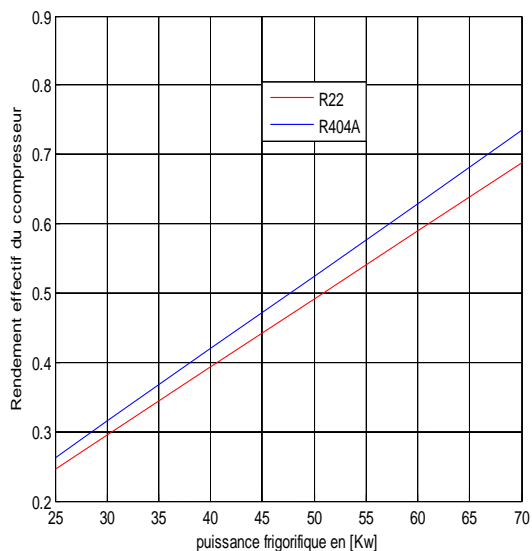


Fig III.6: variation de rendement effectif du compresseur en fonction puissance frigorifique

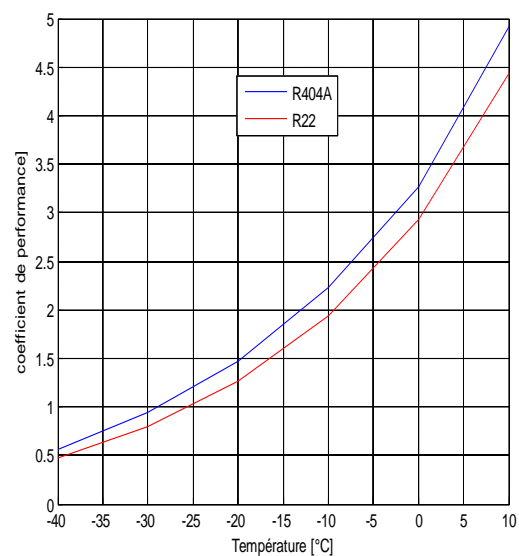


Fig III.7: variation de coefficient de performance en fonction de la température

b)- Débit-volume aspiré par le compresseur et la puissance de compression en fonction de la puissance frigorifique :

On retrouve une variation linéaire de Débit-volume aspiré par le compresseur et la puissance de compression en fonction de la puissance frigorifique pour les deux fluides R22 et R404A (figure III.3 et III.5). Du fait qu'il y a une relation linéaire entre le débit aspiré par le compresseur et la puissance frigorifique pour les deux fluides, dans ce cas on peut dire que le taux de compression augmente car le débit d'aspiration de compresseur augmente, la même constatation est faite par les deux fluides.

c)- Rendement volumique en fonction de la puissance frigorifique :

On remarque que le rendement volumique augmente avec l'augmentation de la puissance frigorifique pour les deux fluides (figure III.4).

III.3.2.1 Effet du coefficient de performance en fonction de la température de condensation :

On remarque que une augmentation relativement lente de coefficient de performance pour les deux fluides R22 et R404A pour des petites valeurs de température jusqu'à $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Puis il y a une nette élévation pour les deux fluides lorsque la température de condensation supérieures à $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ce qui explique que le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur (figure III.7).

Les puissances frigorifique et effective, ainsi que le coefficient de performance COP_F selon le fluide utilisé peuvent être comparées en examinant le tableau III.6 suivant.

Fluide frigorigène	Puissance frigorifique Φ_F en [Kw]	Puissance effective P_{eff} en [Kw]	Coefficient de performance COP
R22	64,74	17,74	3,65
R404A	64,74	18,82	3,44

Tableau III.6: comparées deux fluide frigorigène R22 et R404A

Dans tous les cas, on peut dire que le COP de performance effectif de fluide R22 est meilleur que celui de R404A.

CONCLUSION GENERALE

Les machines frigorifiques permettent de couvrir les besoins frigorifiques sur une large plage de température. Elles ont de nombreux avantages (simplicité, fiabilité et utilisation de diverses sources d'énergie, etc...) mais souffrent encore, en comparaison avec les systèmes à compression, d'une efficacité énergétique faible.

Nous avons réalisé un programme en langage MATLAB, basé sur les performances thermiques d'un cycle frigorifique à compression. Ce cycle est fonctionné par deux types de fluide frigorifique différents, R22 et R404A. Le but de la méthode consiste à déduire, des performances de la machine fonctionnant au R 22, celles qu'aura cette même machine avec du R404A. Pour cela, on admet, sans faire de grosse erreur, que, pour des taux de compression voisins, les valeurs des rendements volumétrique η_v et effectif η_{eff} du compresseur demeurent utilisables.

À partir d'un relevé complet sur site du cycle avant transformation, on évalue ces valeurs qui vont servir au calcul des nouvelles puissances frigorifique et absorbée.

L'effet de la variation de coefficient de performance pour les deux fluides frigorigènes sur la température de condensation sera démontré la qualité de refroidissement et justifier le choix du fluide frigorigène utilisé.

Nous avons remarqué que le COP de performance effectif de fluide R22 est meilleur que celui de R404A.

L'étude des effets des paramètres tels que : le débit-volume aspiré par le compresseur, la puissance de compression, le débit-masse et le rendement effectif de compresseur sur la puissance frigorifique du fluide frigorigène pour les deux cas de R22 et R404A, montrent que le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Références Bibliographique

✓ Livres

- [01] H. NOACK et R. SEIDEL, Pratique des installations frigorifiques, Editions PYC
- [02] P.J. RAPIN et P. JACQUARD, Installations frigorifiques, Editions PYC
- [03] GEORGES VRINAT, 10/01/2010 , TECHNIQUE D'INGENIEUR, Machines frigorifiques industrielles,
- [04] BTS 1984-2004, BTS Fluides Energies Environnement 2003
- [05] Evelyn Mignon, machine-Frigorifique.doc

✓ Thèses et mémoires

- [06] AMEUR MENAD Chawki, 2010/2009, thème étude d'une machine frigorifique a micro canaux, Mémoire magister, Université Mentouri Constantine,
- [07] Satish G. Kandlikar, 1988, flow boiling map for water R22, R134a, journal de la science direct,
- [08] BELAHBIB Ilyas, 2010/2011, étude d'un système de climatisation couple a l'energie solaire, diplôme D'ingénieur, page 32
- [09] Mamadou Lamine BADIANE, 2002-2003, adaptation et amélioration des systèmes frigorifiques au Sénégal: application sur un conteneur frigorifique de 20 pieds, diplome d'ingenieur, Ecole Supérieure Polytechnique Centre de THIES,
- [09] LARKECHE Ouassila, 03/07/2012 , modélisation d'une machine frigorifique a absorption : application des équilibres de phases, diplôme de doctorat, université mentouri de Constantine,

✓ Site Internet

- [10] [www. Wéképidia . com.](http://www.Wéképidia.com)
- [11] <http://www.mecanoman.13.fr>
- [12] www.la page du frigoriste.com