

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATIONS ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

AINSEUR Riad

HAMMACHI Amir

Thème

Étude et dimensionnement d'une chambre froide - CEVITAL ELKSEUR
Bejaia

Soutenu le 08/07/2019 devant le jury composé de :

Mr. MENDIL.F

Président

Mr. DJERRADA.A

Rapporteur

Mr. BENSLIMANE.A

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

REMERCIEMENTS

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Nos vifs remerciements à Mr D JERREDA. A, notre promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

Dédicace

Je dédie ce mémoire

À mes très chers parents, qui m'ont toujours entouré de leur confiance, amour et encouragement tout le long de ma vie. Sans eux, ce mémoire n'aurait pu voir le jour, ainsi qu'à mes frères.

Et à tous mes amis sans exception.

Riad

Dédicace

Je dédie ce travail en signe de reconnaissance, et respect envers tous ceux qui me sont très chers, et qui m'ont été d'un grand soutien durant mes années d'études.

À mes chers parents,

À mon frère et à ma sœur,

À toute la famille,

À mes amis, À mes professeurs,

Je tiens à dédier ce travail à tous ceux qui m'ont prêté

l'aide et

l'assistance à sa réalisation.

Amir

Table des matières

Table des matières

Table des matières

Liste des figures	iii
Liste des tableaux	v
Nomenclature	vi
Introduction générale	1
Présentation de l'entreprise	2

Chapitre I : Généralités sur le froid

I.1. Généralités sur le froid	5
I.2. Historique.....	5
I.3. Domaine d'utilisation du froid	5
I.4. Modes de production du froid et applications	7
I.5. Généralités sur les chambres froides	7
I.6.1. Machines frigorifiques à fluides liquéfiables	8
I.6.1.1. Machines frigorifiques à compression mécanique	8
I.6.1.2. Machine à Absorption	10
I.6.2. Machine frigorifique à gaz froid	11
I.6.3. Machine frigorifique thermoélectrique	11
I.6.4. Machine frigorifique à air	12
I.7. Différents éléments d'une installation frigorifique	12
I.7.1. Compresseur	12
I.7.1.1. Compresseurs dynamiques	13
I.7.1.2. Compresseurs volumétriques rotatifs : Parmi ces compresseurs on a	13
I.7.1.3. Compresseurs volumétriques alternatifs	16
I.7.2. Détendeur	17
I.7.2.1. Rôle de détendeur	17
I.7.2.2. Type de détendeur	18
I.7.3. Condenseur	19
I.7.3.1. Rôle de condenseur	19
I.7.4. Evaporateur	21
I.7.4.1. Evaporateurs à refroidisseurs d'air	21
I.7.4.2. Evaporateurs à refroidisseurs du liquide : on distingue 4 catégories	21
I.8. Différentes performances frigorifiques	22

Table des matières

Chapitre II : Les fluides frigorigènes

II.1. Introduction	23
II.2. Définition	23
II.3. Le Rôle des fluides Frigorigènes	23
II.4. Les différents types du fluide frigorigène	23
II.4.1. Les substances inorganiques pures	24
II.4.2. Les hydrocarbures	24
II.4.3. Les hydrocarbures halogène	24
II.4.3. Autre fluides	28
II.5. Nomenclature et classification des fluides frigorigènes	29
II.5.1. Leurs propriétés	29
II.5.1.1. Propriétés physiques	29
II.5.1.2. Propriétés chimiques	30
II.5.1.3. Propriétés physiologiques	30
II.5.2. Propriétés du R-134a et du R404A	30
II.5.2.1. Propriétés du R-134a (HFC)	30
II.5.2.2. Propriétés du R-404A (HFC)	31
II.6. L'impact des fluides frigorigène	32
II.6.1. L'impact sur l'environnement	32
II.6.3. L'impact sur le bilan énergétique	33

Chapitre III : Bilan thermique de la chambre froide

III.1. Bilan thermique de la chambre froide	34
III.1.1. Charges thermiques de la chambre froide	34
III.1.1.1. Charges thermiques externes	34
III.1.2. Charges thermiques internes	37
III.1.3. Calcul des charges thermique de la chambre froide	40
III.1.3.1. Description de la chambre froide de l'entreprise KO.J.EK	40

Chapitre IV: Analyse thermodynamique

IV.1. Analyse thermodynamique de la machine frigorifique à compression mécanique monoétagée	46
IV.1.1. La machine parfait	46
IV.1.2. Tracé du cycle de référence	47
IV.2. La machine réelle	48
IV.2.1. Le compresseur ne fonctionne pas isentropiquement	48

Table des matières

IV.2.2. Détermination des caractéristiques principales de la machine frigorifique réelle	53
IV.3. Etude de l'installation existante	54
IV.3.1. Le groupe fonction au R-404A	54
IV.4. Etude De L'installation Avec Le R 134a	61
IV.4.1. Calcul des différents points de cycle (enthalpie et entropie)	63
IV.4.2. Comparaison entre R404A et R134a	68
Conclusion générale	70
Bibliographique	
Annexes	

Liste des figures

Liste des figures

Liste des figures

Figure 1: Situation géographiques.....	2
Figure 2: La structure interne de l'unité de Tchina El-Kseur.	3
Figure I.1 : Conservation des produits médicaux.....	6
Figure I.2 : Conservation des aliments.....	6
Figure I.3: Machine à un étage de compression mécanique	9
Figure I.4: Machine a absorption	10
Figure I.5: Machine à gaz froid	11
Figure I.6: Machine frigorifique thermoélectrique..	12
Figure I.7: Les phases de compresseur à vis..	14
Figure I.8: Compresseur à vis	15
Figure I.9: Compresseur à palette	15
Figure I.10: a)Principe de fonctionnement d'un compresseur scroll. b) Compresseur scroll	16
Figure I.11: Principe de fonctionnement d'un compresseur à piston.....	17
Figure I.12: Compresseur à pistons.....	17
Figure I.13: Détendeur capillaire.	18
Figure I.14: Détendeur thermostatique.....	18
Figure I.15: Détendeur électrostatique.	19
Figure I.16: Les trois zones de fonctionnement d'un condenseur.....	20
Figure III.1 : Estimation du nombre de renouvellement d'air en fonction du volume de la chambre froide	36
Figure IV.1 : Machine à compression de vapeur formée de quatre éléments de base	46
Figure IV.2 : Cycle théorique sur le diagramme T – s	47
Figure IV.3 : Cycle théorique sur le diagramme ln (P) –h	47
Figure IV.4 : Cycle d'un compresseur parfait et celui d'un compresseur réel dans le diagramme de Clapeyron	48
Figure IV.5 : Variation du rendement volumétrique η_v r en fonction du taux de compression r	49
Figure IV.6 : Diagramme entropique du cycle d'une machine frigorifique à compression mécanique.....	51
Figure IV.7 : Diagramme entropique du cycle d'une machine frigorifique à compression mécanique.....	51

Liste des figures

Figure IV.8 : Cycle frigorifique sur le diagramme T-s	55
Figure IV.9 : Cycle thermodynamique sur le diagramme P –h.....	55
Figure IV.10 : Cycle thermodynamique sur le diagramme T-s.....	62
Figure IV.11 : cycle thermodynamique sur le diagramme P-h	62
Figure IV.11 : Tracé du cycle du R-404a sur le diagramme des frigorigènes (installation existante)	67
Figure IV.12 : Tracé du cycle du R-134a sur le diagramme des frigorigènes (installation existante)	68

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1: Quelques fluides de famille de CFC.	25
Tableau I.2: Quelques fluides de famille HCFC.	25
Tableau I.3: Quelques fluides de famille HFC.	26
Tableau I.4: Description des principaux fluides frigorigènes.	28
Tableau I.5: Description d'autres fluides frigorigène utilisés dans le froid :	29
Tableau III.1 : Apport calorifique des travailleurs	38
Tableau III.2 : Conductivité thermique et épaisseur de chaque matériau utilisé	41
Tableau III.3 : Résistances superficielles des parois	41
Tableau IV.1 : Coordonnées thermodynamique de chaque point du cycle du R-404A.	56
Tableau IV.2 : Coordonnées thermodynamique de chaque point du cycle du R 404A.	63
Tableau IV.3 : Paramètre de comparaison entre R404A et R134a.	68

Nomenclature

Nomenclature

Nomenclature :

C_p : Chaleur massique à pression constante	(J/kg °C)
D : Diamètre	(m)
e : Epaisseur	(m)
h : Enthalpie massique	(J/kg)
H : Hauteur	(m)
h_e : Coefficient d'échange convectif externe	(W/m ² °C)
h_i : Coefficient d'échange convectif interne	(W/m ² °C)
h^s : Enthalpie spécifique	(J/kg air sec)
K : Coefficient global d'échange thermique	(W/m ² °C)
l : Largeur	(m)
L : Longueur	(m)
L_v : Chaleur latente de vaporisation	(J/kg)
m : Masse	(kg)
M : Masse molaire	(kg/mol)
n_r : Nombre de renouvellement d'air	(vol/J)
p : Pression	(bar)
P : Puissance	(W)
Q : Chaleur massique	(J/kg)
q_m : Débit massique	(kg/s)
q_v : Débit volumique	(m ³ /s)
r : Taux de compression	

Nomenclature

R: Resistance thermique	(m ² °C/W)
s : Entropie	(J/kg K)
S : Surface	(m ²)
t : Temps	(s)
T : Température	(K)
U : Vitesse	(m/s)
v : Volume massique	(m ³ /kg)
V : Volume	(m ³)
v ^s : Volume spécifique	(m ³ /kg air sec)
W : Travail massique	(J/kg)
x : Titre en vapeur	

Symboles grecs :

(η_s)_c : Rendement isentropique de la compression

ε : coefficient de performance

η_{eff} : Rendement effectif

η_i : Rendement indiqué

η_m : Rendement mécanique

η_v : Rendement volumétrique

θ : Température (°C)

λ : Conductivité thermique (W/m °C)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

Nomenclature

Ψ : Humidité relative (%)

Φ : Puissance thermique (W)

Indices principaux :

0 : Evaporation

a : Air

as : Air sec

b : Branche

cf : Chambre froide

d : Denrées

e : Externe

éc : Eclairage

eff : Effectif (ve)

em : Emballage

f : Finale

fc : Fonctionnement

ff : Fluide frigorigène

i : Interne

in : Initiale

k : Condensation

m : Moyen

mot : Moteur

n : Nominale

p : Parois

Nomenclature

ba : Baril

pl : Plancher

r : Réel

R a : Renouvellement d'air

ref : Refoulement

s : Superficielle

sup : Supplémentaire

T : Totale

t : Travailleur

th : Théorique

v : Ventilation

Introduction générale

Introduction générale

Introduction générale :

L'homme fut exposé depuis longtemps au problème de la pourriture et la perte des aliments, ce qui l'a poussé à réfléchir pour trouver un moyen de les garder sous une basse température. C'est de là qu'est venue l'idée de produire du froid.

La production du froid est la réalisation d'une opération contre nature, c'est-à-dire absorber de la chaleur à température assez basse et la rejeter dans un milieu plus chaud, pour cela, comme l'explique très bien le deuxième principe de la thermodynamique, il faut consommer de l'énergie mécanique.

Le froid industriel regroupe tous les systèmes permettant d'obtenir et de maintenir une température dans un local, quelle que soit la température extérieure.

Ce travail consiste à donner une synthèse bibliographique sur le froid industriel en général et les fluides frigorigènes, mais le plus important dans ce travail est la présentation du dimensionnement d'une installation frigorifique d'une chambre froide qui se trouve au sein de l'entreprise Cevital, unité KO.J.EK d'El-kseur Bejaia. Pour se faire nous avons procédé de la manière suivante :

- En premier lieu on a présenté l'entreprise dans laquelle on a cité ces activités et ces différentes chaînes de production.
- Le premier chapitre est consacré à la production de froid et aux machines frigorifiques.
- Le Deuxième chapitre a été réservé aux fluides frigorigènes, leurs rôle, leurs propriétés et leurs impacts.
- Le Troisième chapitre est destiné aux calculs des charges thermiques de la chambre froide, qui consistent à quantifier tous les apports de chaleur interne et externe dans le but de déterminer la charge thermique totale qu'on doit extraire de la chambre froide.
- Le quatrième chapitre est dédié à faire une analyse thermodynamique sur l'installation existante qui fonctionne à l'aide du gaz R404A que nous avons comparé avec le fluide frigorigène R134a.

Présentation de l'entreprise

Présentation de l'entreprise

1. Historique :

La conserverie d'El-kseur a été mise en activité en avril 1977 par la SO.GE.D.I.A. (Société de gestion et d'étude du développement des industries agroalimentaires) dans le but d'augmenter la production étant faible et d'absorber excédent en produits agricoles ; lors des restrictions du 1982, elle est devenue l'entreprise nationale des jus et des conserves (l'E.NA.JU.C.), divisée en filiale autonomes en 1998, CO.J.EK. (Conserves et jus d'EL KSEUR) est l'une de ces filiales jusqu'à 2007 ; à partir de cette année elle est devenue une filiale du groupe Cevital.

2. Situation géographique

L'unité C.O.J.E.K. est située dans la commune d'EL KSEUR, à 25Km du chef-lieu de Bejaia et à quelque mètre de la zone ferroviaire, elle est implantée dans une région à vocation agricole à droite de la route nationale N°26 liant ALGER-BEJAIA.

Tous ces caractères lui confèrent un emplacement stratégique favorable facilitant les opérations d'approvisionnement et de distribution des produits.

Le plan de masse de l'entreprise est représenté dans la figure ci-dessous.

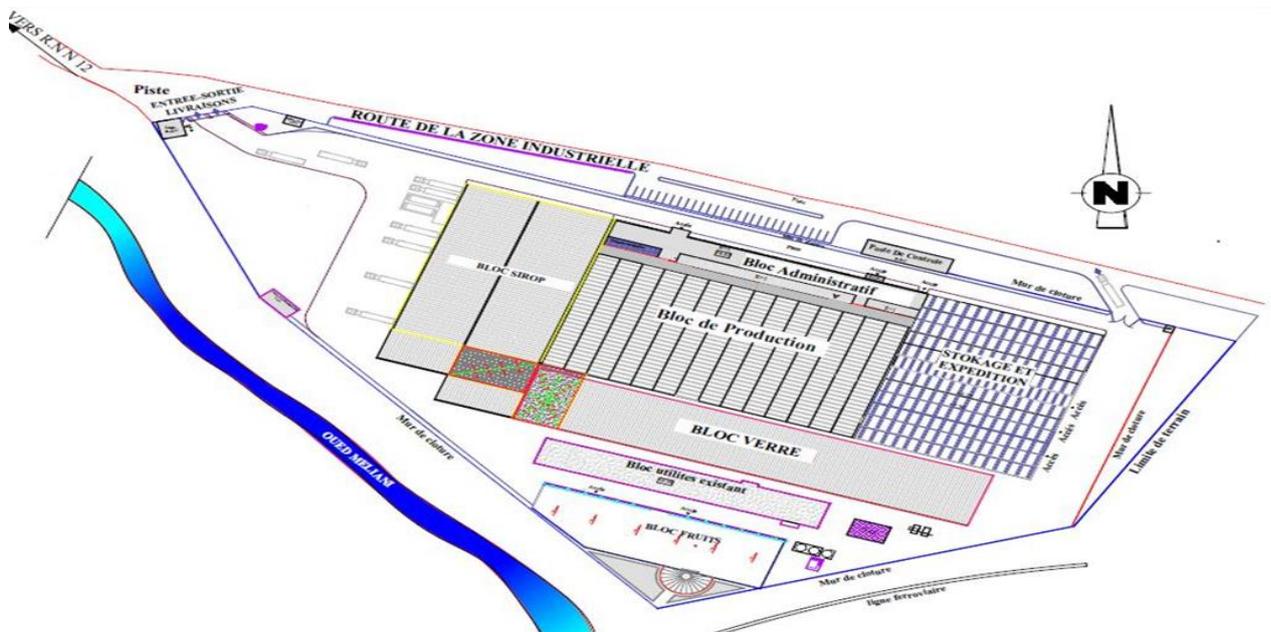


Figure 1: Situation géographiques.

Présentation de l'entreprise

3. Activité de l'unité :

L'activité de l'unité est la fabrication et la commercialisation de plusieurs produits, à savoir les jus sous la marque Tchina (bouteille en verre et PET) et des conserves de fruits (Confiture d'abricot, Concentré et double concentré de tomate, conserve d'Harissa,....)

Sa capacité de production est de 20 000 et 32 000 bouteilles/heure de jus, respectivement pour la bouteille verre 0,25l et PET 01l et 4 à 6 tonnes/heures pour les conserve.

3.1. La structure interne de l'unité de COJEK El-Kseur :

Dans cette structure interne, la ligne qui nous intéressera pour la suite de notre étude est la ligne RB (retour bouteilles) en rouge dans la structure ci-dessous, car c'est celle liée à la machine la décatisseuse qui est l'objet de notre

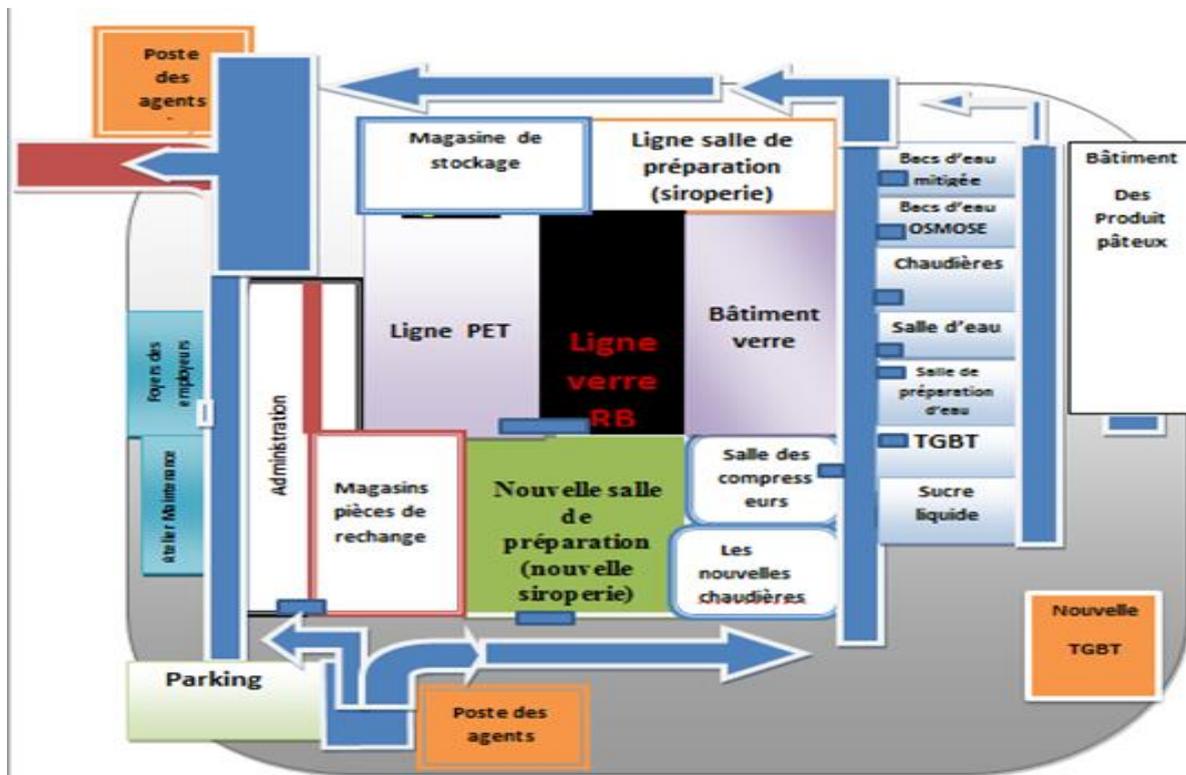


Figure 2: La structure interne de l'unité de Tchina El-Kseur.

4. LES CHAINES DE L'UNITE :

L'entreprise comporte les différentes chaînes suivantes :

- L'écrasement : qui permet le broiement de la matière première ou fruit (orange, citron, pomme, raisin, pêche)
- Les produits pâteux : qui permettent la fabrication de la confiture.
- La ligne de PET : qui permet la fabrication des jus non gazeuse dans les bouteilles plastique 1 litre.
- La ligne de RB : qui permet la fabrication des jus non gazeuse dans les bouteilles en verre de 0,25 litres

NB : la ligne de RB (retour bouteilles) est une chaîne composée de plusieurs machines qui sont :

- La décatisseuse (qui sera l'objet de notre étude est en rouge)
- Le convoyeur
- La laveuse de caisse
- La laveuse de bouteille
- La remplisseuse
- La capsuleuse
- Le tunnel pasteurisation
- L'étiqueteuse
- Le composteur (dateur)
- L'encaisseuse

Chapitre I

Généralités sur le froid

I.1. Généralités sur le froid :

On distingue dans le domaine du froid deux domaines déferent :

- **La réfrigération : Le traitement par le froid "réfrigération"** consiste à refroidir, puis à conserver une denrée à température positif (à 0°C) de telle façon que l'eau contenue dans cette denrée, ne puisse être transformée en glaces.
- **La congélation : Le traitement par le froid "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.2. Historique

En 1857 Ferdinand Carre réalise la première machine frigorifique à compression, la première machine à absorption et à fonctionnement continu (1860). Il est également le premier à utiliser l'ammoniaque comme fluide frigorifique. [1]

Avec la fabrication de la glace, le froid alimentaire constitue historiquement une des premières applications d'une machine frigorifique, puisque c'est en 1876 que le navire Frigorifique, équipé par Charles Tellier, assure un transport transatlantique de viande réfrigérée. Quelle que soit l'échelle, ce froid alimentaire est obtenu avec des dispositifs, soit à absorption, soit à compression, toujours à un seul étage. Compte tenu du faible coût de l'azote liquide, il est parfois commode d'utiliser ce gaz directement comme source de froid, par immersion directe des denrées, ou comme refroidisseur des tunnels dans lesquels on les fait circuler. [2]

I.3. Domaine d'utilisation du froid :

Les propriétés de corps et les mécanismes pouvant être gravement touché par la variation de la température, sont extrêmement diverses, ce qui induit la diversité des domaines d'utilisation du froid.

- **Domaine médical :** cryochirurgie, conservation de certains produits (organes)



Figure I.1 : Conservation des produits médicaux.

- **Industries alimentaires :** conservation des aliments, pasteurisation des Liquides...



Figure I.2 : Conservation des aliments.

- **Industries chimiques et pétrochimiques :** liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage.
- **Génie civil :** refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- **Conditionnement des locaux :** rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- **Laboratoires d'essai et de recherche :** étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...



Figure I.3 : Conservation des produits chimiques.

- **Production de neige carbonique** : maintien du froid à basse température (-80 °C).
- **les industries mécaniques** : pour le durcissement des matériaux ou le traitement des surfaces. [3]

I.4. Modes de production du froid et applications :

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. De même, les applications du froid sont très variées.

Parmi les différentes modes de production du froid, il faut retenir :

- ✓ La sublimation d'un solide (cas du CO₂) ;
- ✓ La détente d'un gaz comprimé ;
- ✓ La fusion d'un corps solide ;
- ✓ Le refroidissement thermoélectrique ;
- ✓ La dissolution de certains sels ;
- ✓ La désaimantation adiabatique ;
- ✓ La vaporisation d'un liquide en circuit fermé ;
- ✓ La sublimation d'un solide consiste à le faire passer de l'état solide vers l'état gazeux ;

L'effet Peltier consiste en un dégagement ou absorption de chaleur accompagnant le passage d'un courant électrique à travers une jonction P-N isotherme de deux métaux ou de deux semi-conducteurs. L'effet Thomson consiste en un dégagement ou absorption de chaleur qui se produit quand un courant électrique circule dans un conducteur en présence d'un gradient de température. [1]

Si l'on désire une production continue de froid, il est nécessaire de réaliser un cycle, c'est-à-dire de combiner un phénomène exothermique à un phénomène endothermique. Les machines frigorifiques seront donc bithermes.

I.5. Généralités sur les chambres froides

Les chambres froides sont utilisées pour conserver les produits alimentaires dans un bon état de qualité en vue d'une consommation ultérieure. Les chambres froides évitent :

- ✓ Les pertes de couleurs du produit.
- ✓ Les pertes de qualité du produit.
- ✓ Les pertes de valeur.
- ✓ Les pertes de poids des produits entreposés.

La fabrication et l'installation des chambres froides répondent à des normes de sécurité et

d'hygiène et des calculs qui doivent satisfaire à trois conditions suivant le produit à traiter :

- ✓ La température
- ✓ L'hygrométrie
- ✓ La ventilation

La grandeur physique fondamentale est La température. Ainsi existe-t-il deux types de chambres froides selon La température à l'intérieur du milieu à refroidir : les chambres froides positives et les chambres froides négatives. [4]

I.6. Les machines frigorifiques

Une machines frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir. En trouve deux types déferents des machines frigorifiques.

I.6.1. les machines frigorifiques à fluides liquéfiables :

I.6.1.1. Les machines frigorifiques à compression mécanique :

A. Machines à un étage de compression mécanique :

L'installation frigorifique à compression illustrée par la figure 1 est la machine qui est la plus fréquemment utilise pour la production du froid. Ici on met à profit l'effet consistant en ce que l'évaporation d'un liquide s'accompagne d'une forte absorption de chaleur. Lors de la condensation de la vapeur, la chaleur est de nouveau émise.

Grace aux différentes pressions survenant lors de l'évaporation et de la condensation, les niveaux de température peuvent être ajustés de telle sorte qu'il se produise un transport de chaleur du côté froid vers le coté chaud.

Comme dans ce cas, l'agent réfrigérant circule dans un circuit fermé, on parle d'un cycle frigorifique. Au lieu du compresseur à piston présenté, on peut également utiliser des compresseurs à vis, des compresseurs scroll, des turbocompresseurs ou des compresseurs à éjection de vapeur [5]

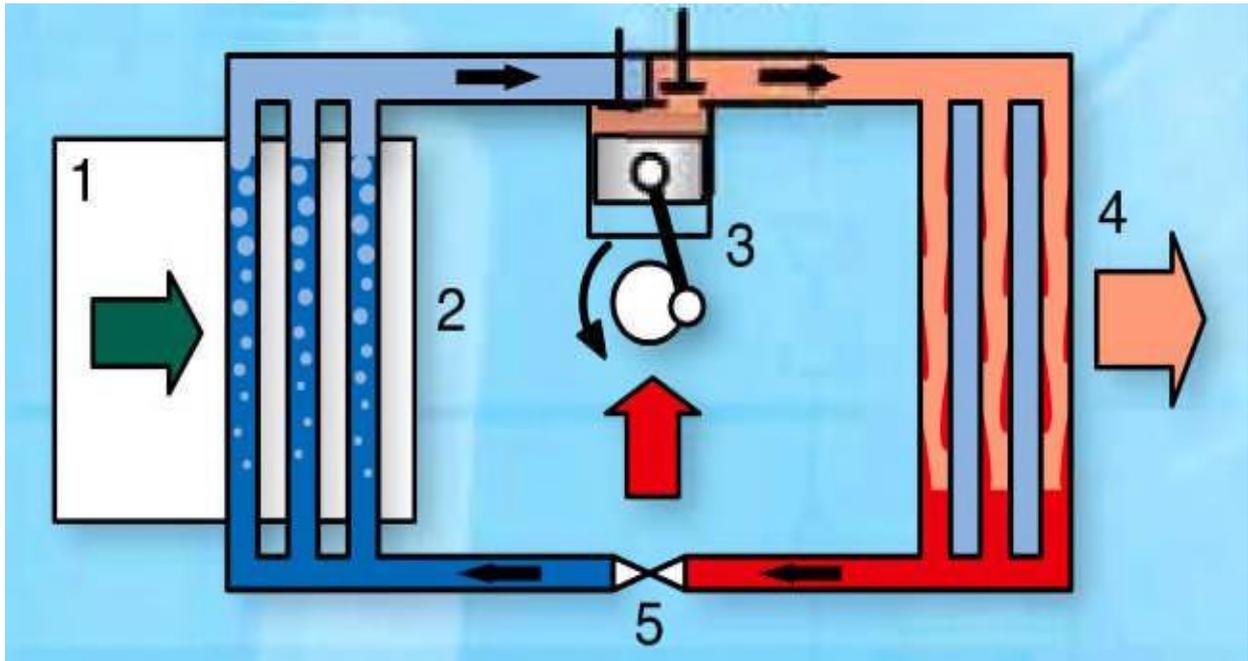


Figure I.3: Machine à un étage de compression mécanique [6].

B. Machine à plusieurs étages de compression mécanique et à un seul fluide :

L'augmentation de l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur d'une machine à un étage de compression mécanique peut être produite soit parce que la température de condensation, θ_k s'élève, soit parce que la température d'évaporation, θ_0 s'abaisse (production de froid à plus basse température), cette augmentation conduit évidemment à une augmentation du taux de compression ($r = P_k/P_0$) du compresseur qui entraîne les inconvénients sous cités :

- Diminution du rendement volumétrique,
- Diminution du rendement indiqué,
- Augmentation de la température de refoulement.

La solution donc est de fractionner la compression en deux ou plusieurs étages avec refroidissement des vapeurs entre les étages de compressions.

C. Machine frigorifique fonctionnant en cascades :

Une installation frigorifique en cascades comporte plusieurs machines frigorifiques élémentaires associées en séries ; le condenseur de l'une cédant de la chaleur à l'évaporateur de celle qui la suit immédiatement dans le sens des températures croissantes.

L'évaporateur de la première machine, la machine basse température, absorbe la chaleur dans le milieu à refroidir, le condenseur de la dernière, la machine haute température, est refroidi par les moyens naturels, eau ou air [7]

I.6.1.2. Machine à Absorption :

La machine à absorption (figure 1.5) renferme un fluide frigorigène et un solvant ou (absorbant). Si l'on met une solution refroidie et pauvre en fluide frigorigène, (solution pauvre, SP), en contact avec les vapeurs de ce fluide, elles les dissout, les absorbe et tend à se saturer. Ce phénomène crée donc un effet d'aspiration de ces vapeurs, comparable à l'aspiration d'un compresseur. Cette dissolution s'effectue dans un organe particulier de la machine, l'absorbeur. Si d'autre part, on chauffe une solution riche en fluide frigorigène, (solution riche, RS), provoque un dégazage de cette solution, un départ sous forme de vapeur, du fluide frigorigène, ce phénomène est comparable au refoulement d'un compresseur, ce dégazage s'effectue dans un autre organe de la machine, le bouilleur. [5]

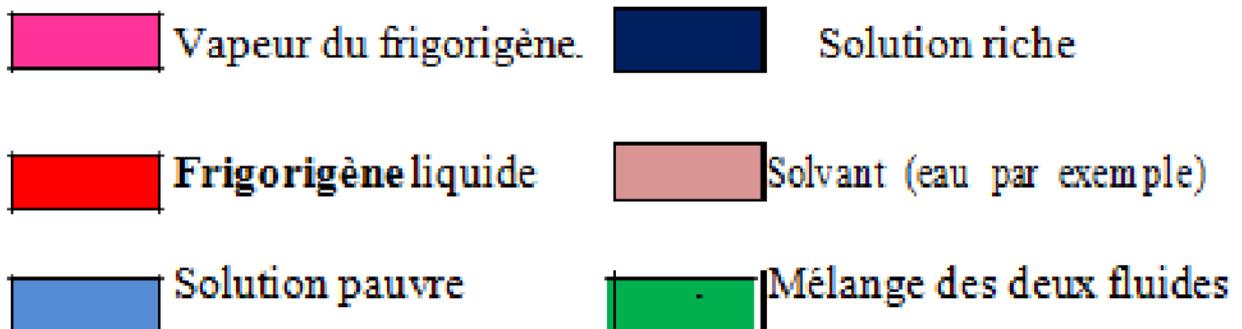
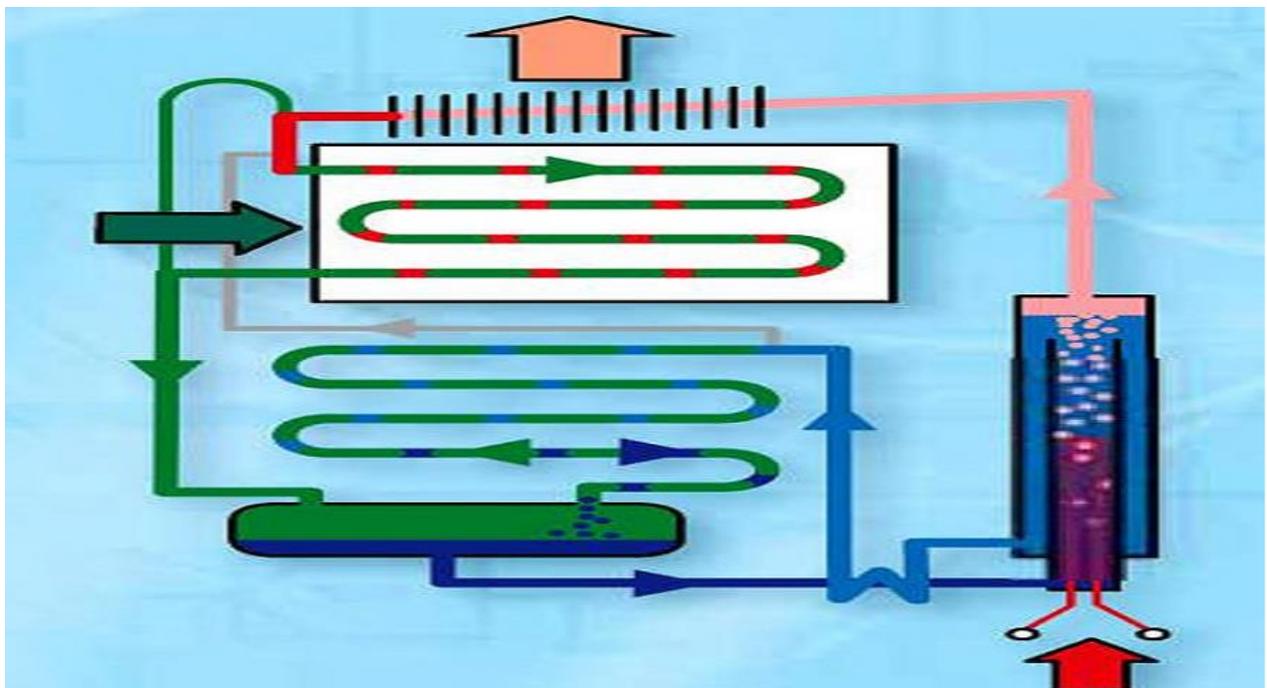


Figure I.4: Machine a absorption [6].

I.6.2. Machine frigorifique à gaz froid :

L'installation frigorifique à gaz réfrigérant opérant selon le principe de Stirling est utilisée pour produire des températures très basses. On peut l'utiliser pour la condensation de l'aire ou le refroidissement de caméras à infrarouge. L'installation frigorifique à gaz froid correspond au moteur Stirling connu, sauf que le sens de la rotation est inversé. Ainsi le sens du passage du cycle est inversé et la machine motrice devient une machine productrice de travail.

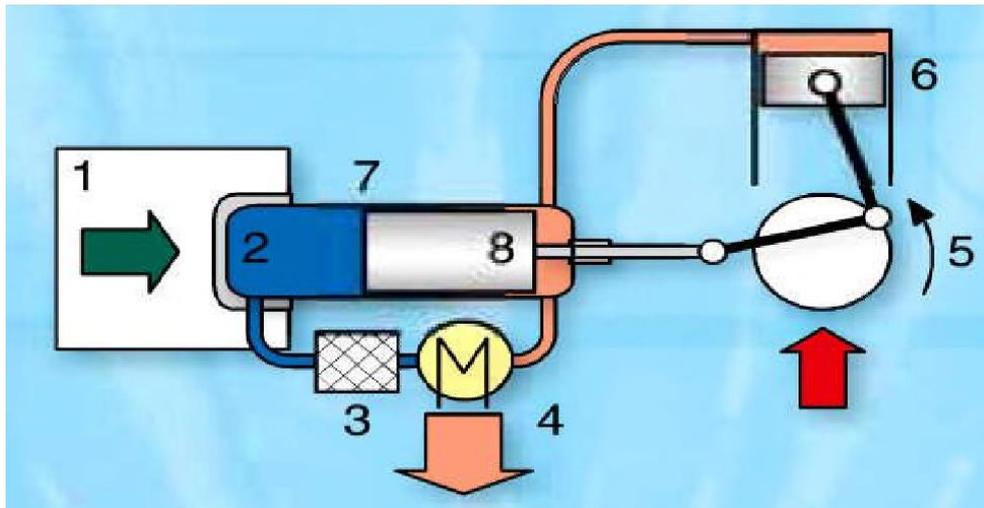


Figure I.5: Machine à gaz froid [6].

L'installation frigorifique à gaz froid se compose d'un cylindre moteur (6) et d'un cylindre de refoulement (7). Dans le cylindre moteur, le gaz de travail (très souvent de l'hélium) est tantôt comprimé tantôt détendu. Le gaz chaud comprimé émet sa chaleur dans l'échangeur de chaleur (4). Lors de l'expansion, le gaz se refroidit et absorbe sur le côté froid (2) du cylindre de refoulement de la chaleur de la pièce devant être refroidie (1). Le piston de refoulement (8) et les pistons moteurs (6) sont déplacés en un déphasage correspondant par une commande manivelle (5). Le récupérateur (3) augmente le rendement [6].

I.6.3. Machine frigorifique thermoélectrique :

L'installation frigorifique thermoélectrique illustrée par la figure II.7 opère avec l'effet Peltier. Ce mode de fonctionnement correspond à l'inversion du fonctionnement du thermocouple que l'on connaît de la mesure de la température. Dans le cas de l'élément Peltier, on utilise un matériau semi-conducteur spécial. [6]

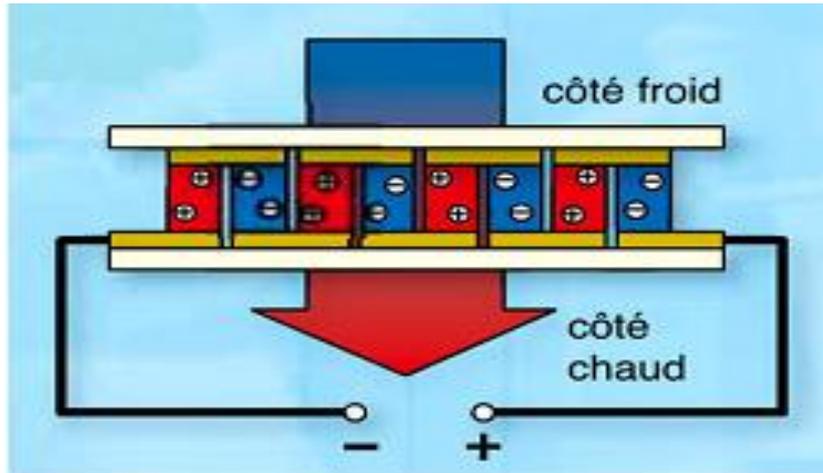


Figure I.6: Machine frigorifique thermoélectrique. [6].

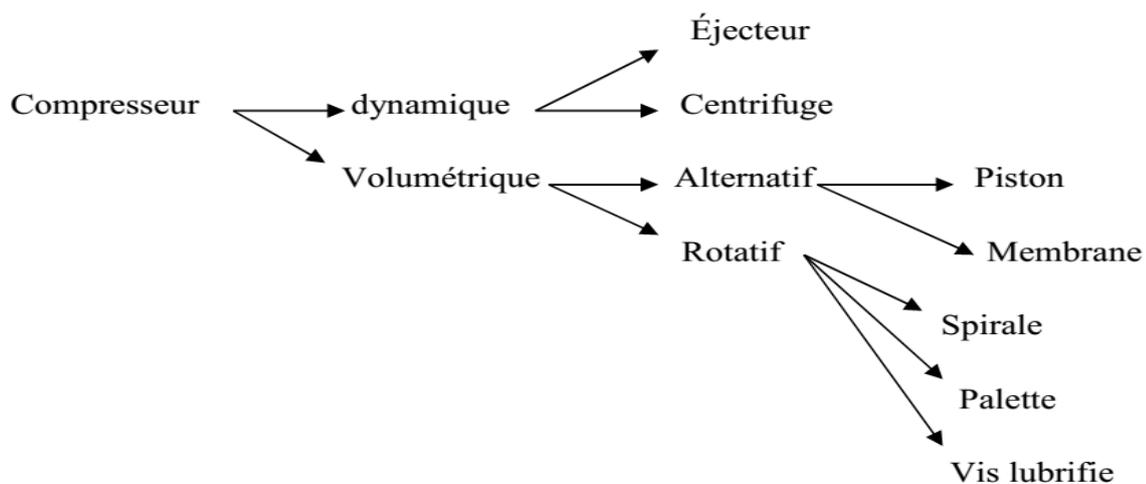
I.6.4. Machine frigorifique à air :

L'effet frigorifique résulte de la détente, avec production de travail vers l'extérieur, d'air préalablement comprimé. [7]

I.7. Différents éléments d'une installation frigorifique :

I.7.1. Compresseur :

Ce sont des machines pour comprimer et refouler le fluide frigorigène à l'état vapeur (gazeux) par un moyen mécanique. Les différents types de compresseurs sont résumés dans le schéma suivant :



I.7.1.1. Les compresseurs dynamiques :

A. Les compresseurs centrifuges :

compresseurs dans lesquels la compression du fluide est due aux effets de la force centrifuge, ils permettent de véhiculer des volumes importants de fluide frigorigène avec un taux de compression modéré [5]

Les compresseurs volumétriques sont les seuls qui nous intéressent car ce sont les plus utilisés dans l'industrie. Suivant la technologie de leurs fabrications on peut les classer comme suit : [8]

- Les compresseurs ouverts : Le compresseur et le moteur d'entraînement sont indépendants, le dispositif d'entraînement est soit direct (manchon d'accouplement élastique), soit indirect (poulie-courroie).
- Les compresseurs hermétiques : Le compresseur et son moteur électrique d'entraînement sont dans un même carter. Aucune intervention sur le moteur électrique et sur le compresseur n'est possible sur le site.
- Les compresseurs semi-hermétiques ou accessibles : La partie compresseur est accessible.

I.7.1.2. Compresseurs volumétriques rotatifs : Parmi ces compresseurs on a :

A. Compresseur à vis :

➤ Principe de fonctionnement :

La compression du gaz dans un compresseur à vis est provoquée par la rotation des rotors mâles et femelles.

- Le volume utilisable dans la capacité fermée est réduit lorsque les deux rotors s'engrènent, poussant ainsi le gaz vers l'extrémité de refoulement de la machine et augmentant ainsi sa pression. Ceci peut être montré schématiquement sur la figure II.5.
- La compression continue ainsi jusqu'à ce qu'un orifice se découvre. On général, les orifices de refoulement sont placés radialement et axialement à l'extrémité de sortie des rotors pour refouler le gaz vers l'échappement.
- Au moment où la capacité fermée s'ouvre vers l'orifice de refoulement, la compression s'arrête (idéalement) et la charge de gaz est refoulée dans le collecteur de sortie [9].



Figure I.7: Les phases de compresseur à vis. [7].

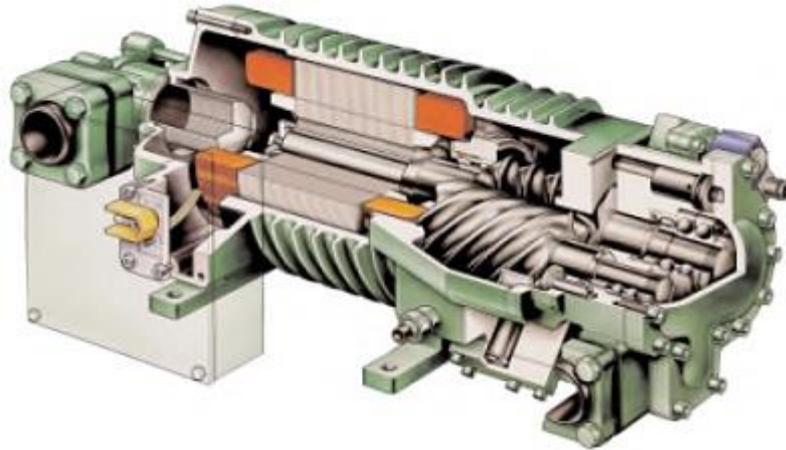


Figure I.8: Compresseur à vis [9].

B. Compresseur à palette : Les palettes mobiles diminuent lors de la rotation le volume du fluide.

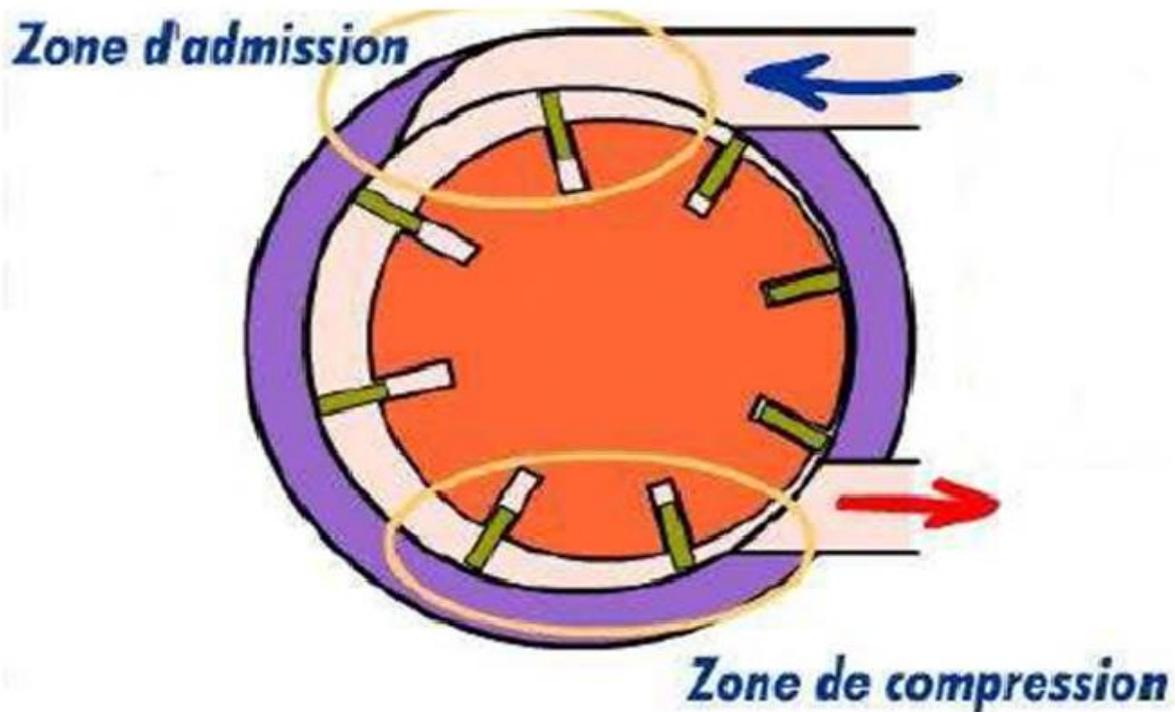


Figure I.9: Compresseur à palette [9]

C. Compresseurs à spirales ou scroll : Le compresseur scroll comporte deux spirales emboîtées l'une dans l'autre. Le premier est fixe, la seconde est mobile et elle est animée d'un mouvement orbital permettant l'admission, la compression et le refoulement du fluide frigorigène gazeux. [9]

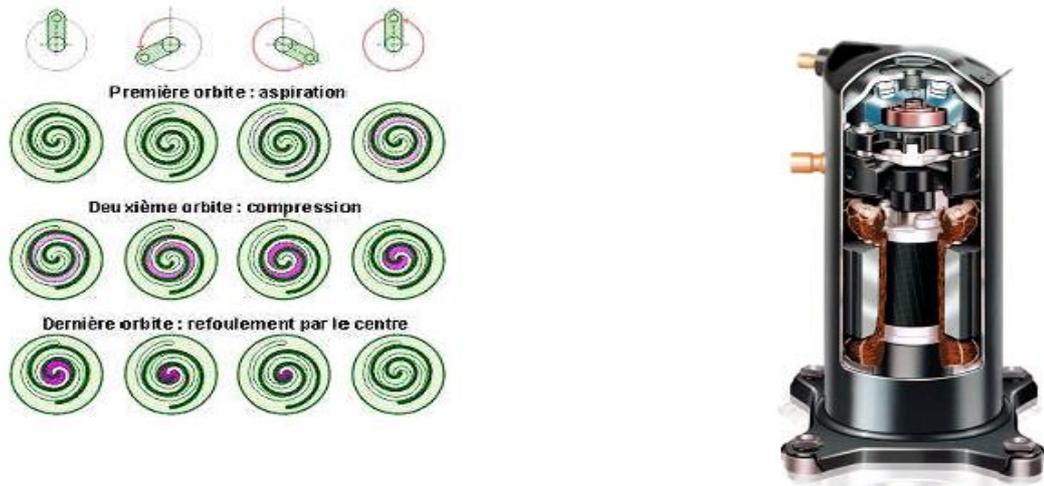


Figure I.10: a)Principe de fonctionnement d'un compresseur scroll. b) Compresseur scroll

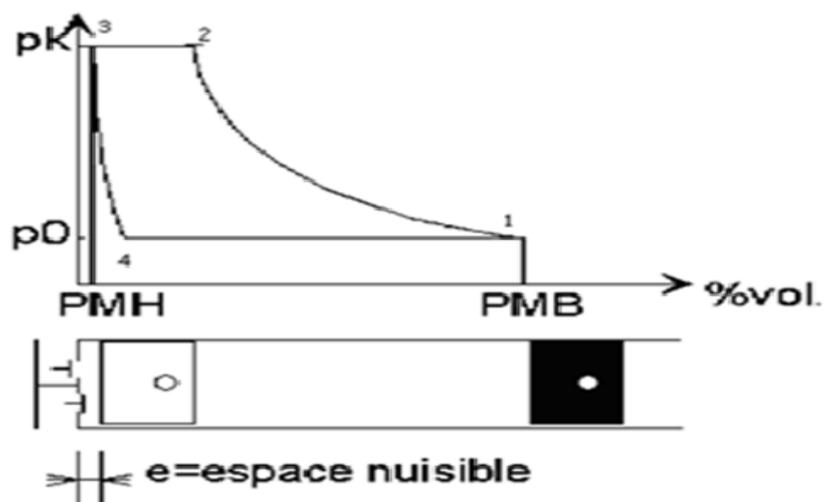
I.7.1.3. Compresseurs volumétriques alternatifs :

A. Compresseur volumétrique à piston :

Ils sont utilisés dans tous les domaines d'industrie frigorifique. C'est le type de compresseur le plus répandu pour comprimer l'air. Un moteur entraine un système bielle / manivelle qui actionne un piston.

Dans sa course descendante, le piston aspire l'air extérieur et dans sa course montante, il le refoule vers le réservoir. [9]

- **Diagramme indiqué :**



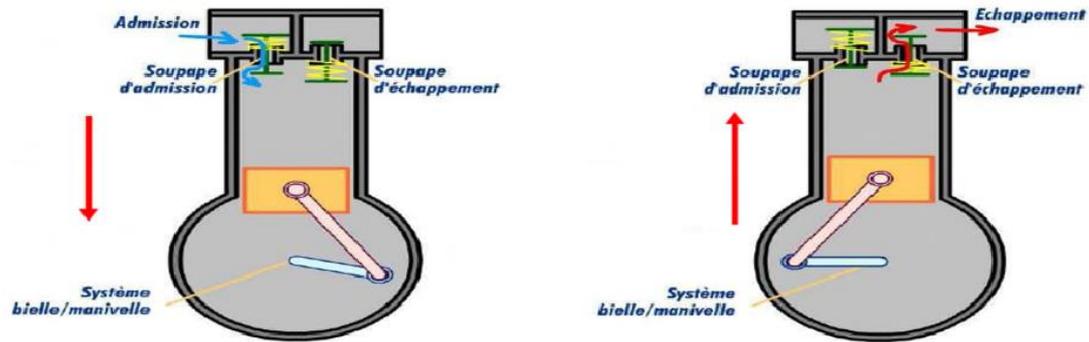


Figure I.11: Principe de fonctionnement d'un compresseur à piston. [9]



Figure I.12: Compresseur à pistons. [9]

I.7.2. Détendeur :

Le détendeur est l'un des quatre éléments fondamentaux d'un circuit frigorifique. Il est installé entre les 2 tours de refroidissement et la bouteille BP.

- Il abaisse la pression du fluide frigorifique.
- Il régule la quantité de fluide dans l'évaporateur.

I.7.2.1. Rôle du détendeur :

- Faire baisser la pression et la température du fluide frigorifique (passage de HP à BP).
- Réguler la quantité de fluide dans l'évaporateur (selon le type de détendeur).

I.7.2.2. Type de détendeur :

A. Détendeur capillaire : est un tube de faible diamètre intérieur (de 0.6 à 2.8 mm) et d'épaisseur de 1 mm

L'alimentation de l'évaporateur dépend uniquement de la perte de charge du tube capillaire.



Figure I.13: Détendeur capillaire. [10]

B. Détendeur thermostatique : Assure l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène en tenant compte de sa charge thermique (la quantité de chaleur à absorber) pour maintenir une surchauffe constante, le bulbe de détendeur est positionné à la sortie de l'évaporateur. H



Figure I.14: Détendeur thermostatique. [10]

C. Détendeur à commande électrostatique : Le détendeur est piloté par un moteur pas à pas, soulevant ou abaissant un pointeau dans une buse étroite de manière à alimenter correctement l'évaporateur de la machine. [10]



Figure I.15: Détendeur électrostatique. [10]

I.7.3. Condenseur :

C'est un élément dans lequel le fluide frigorigène gazeux, après compression se condense à température constante en libérant dans le médium (air ou eau) la chaleur récupérée à l'évaporateur en plus de la chaleur de compression. [10]

Le condenseur se divise en trois parties délimité par les paramètres de fonctionnement :

- La zone de désurchauffe.
- La zone de condensation.
- La zone de sous refroidissement.

I.7.3.1. Rôle de condenseur :

- Il permet l'échange de chaleur entre le fluide et le milieu extérieur.
- Il assure le changement d'état du fluide frigorigène sous haute pression.
- Il assure la désurchauffe et le sous-refroidissement du fluide.

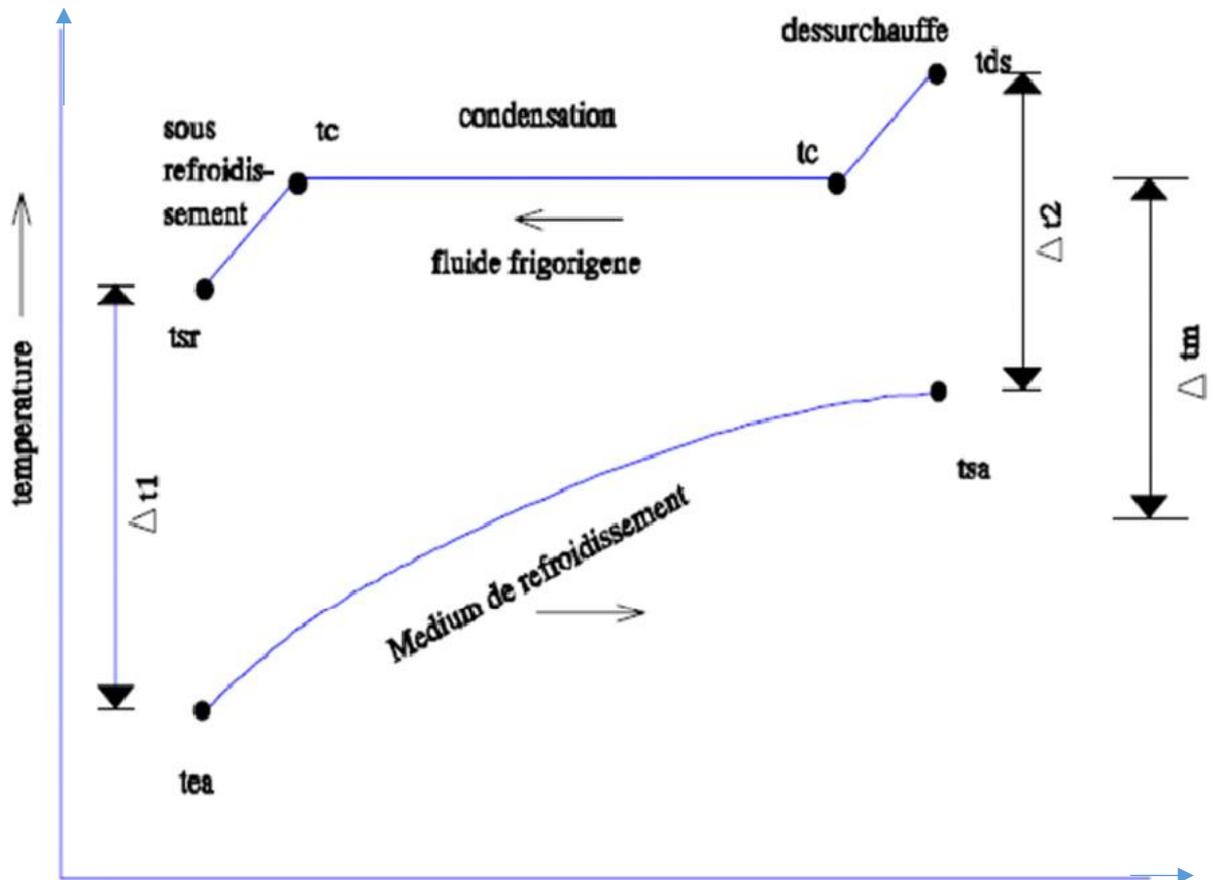


Figure I.16: Les trois zones de fonctionnement d'un condenseur. [11]

I.7.3.2. Type de condenseur

A. Condenseur à air :

Ils sont très répandus pour les petites et moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite, la puissance calorifique échangée entre les deux fluides.

B. Les condenseurs à eau :

- **Condenseurs horizontaux multitubulaires** : ce sont les plus utilisés, car ils sont faciles à installer, et assez faciles à nettoyer mécaniquement, car les fonds à eau sont démontables
- **Condenseurs verticaux multitubulaires** : ces appareils sont surtout utilisés dans les installations à l'ammoniac lorsque les eaux de refroidissement sont très « chargées ». Ils sont en voie de disparition.
- **Condenseurs à plaques** : cette technologie plus récemment utilisée fait appel aux échangeurs à plaques du type brasé, plaques et joints, plaques soudées en cassettes, plaques

rondes entièrement soudées, platulaire. Le choix sera fonction du fluide frigorigène, de la nature de l'eau, de la pression de service.

C. Condenseur évaporatifs ou évapo-condenseurs :

Les évapo-condenseurs sont très largement utilisés dans le froid industriel car ils combinent, en un appareil, un condenseur et une tour de refroidissement, et conduisent à des températures de condensation plus basses.

I.7.4. Evaporateur :

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide.

On ne pourra jamais dissocier un évaporateur de son système d'alimentation en fluide frigorigène. De plus, chaque appareil selon sa technologie propre, est justiciable d'un système de détente particulier.

Par ailleurs, on trouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

I.7.4.1. Evaporateurs à refroidisseurs d'air :

A. Evaporateurs à circulation d'air naturelle : ces appareils peuvent être installés au plafond des chambres ou contre les parois (murales). Ils sont utilisés lorsque l'on veut réaliser un très faible mouvement d'air et d'un degré Hygrométrique élevé dans les chambres positives.

B. Evaporateurs ventilés : ils sont de loin les plus répandus, de puissance unitaire allant de quelques kilowatts à 150 kW environ. Ils comportent la batterie, les ventilateurs, la tôle et la cuvette.

I.7.4.2. Evaporateurs à refroidisseurs du liquide : on distingue 4 catégories :

A. Evaporateurs immergés : Ils sont constitués par un ensemble de serpentins ou de tubes horizontaux ou verticaux.

B. Evaporateurs multitubulaires noyés : ces appareils sont très utilisés pour le refroidissement d'eau glacée avec des compresseurs centrifuges ou à vis utilisant des fluides halogénés.

C. Evaporateurs à détente directe : dans un évaporateur à détente directe, la circulation du fluide frigorigène s'effectue à l'intérieur des tubes, alors que le liquide à refroidir circule coté calandre. Ils sont utilisés essentiellement avec les fluides HFC.

D. Evaporateurs à plaques : ils sont de construction analogue à celles des condenseurs à plaques et du type brasé, plaques et joints, plaques soudées en cassettes, plaques rondes entièrement soudées [6]

I.8. Les différentes performances frigorifiques [7]

- Débit massique de l'installation

$$q_m = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_2}$$

q_m : débit massique [k_g/s]

Φ_0 : la charge frigorifique [kW]

h : enthalpie massique [k_j/k_g]

- Rendement indiqué du compresseur

$$\eta_i = 1 - 0.05 \times \frac{H_p}{B_p}$$

η_i : rendement volumique du compresseur.

$\frac{H_p}{B_p}$: Taux de compression.

- Rendement effectif du compresseur

$$\eta_i = 0.8 - 0.004 \times (\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3}$$

- Puissance théorique du compresseur

$$P_{th} = q_m \times (h_{2th} - h_1)$$

- L'enthalpie réel h_{2r}

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_2}$$

$$\Rightarrow h_{2r} = \frac{h_{2r} - h_1}{h_{2s} + h_1}$$

- Puissance rejetée au condenseur

$$\Phi_k = q_m (h_{2r} - h_3)$$

- Coefficient de performance

$$COP = \frac{\Phi_0}{P_{eff}}$$

P_{eff} : Puissance effective du compresseur.

- Puissance effective du compresseur

$$P_{eff} = \frac{P_{th}}{\eta_{eff}}$$

P_{th} : Puissance théorique du compresseur.

Chapitre II

Les fluides Frigorigènes

II.1. Introduction

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tels que: des chambres froides, des réfrigérateurs, des vitrines réfrigérées...

Les fluides frigorigènes ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid et du chaud.

II.2. Définition :

Un fluide frigorigène est le support matériel du transfert de chaleur dans un cycle frigorifique, il permet de produire du froid en captant la chaleur d'une source froide et en la cédant à une source chaude. Quand on modifie sa pression, il peut se vaporiser et se condenser à des températures proches de celles de notre environnement.

Le fluide frigorigène est la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique une température. [16]

II.3. Le rôle des fluides Frigorigènes :

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer les transferts de chaleur entre l'évaporateur et le condenseur de la machine. Ils évoluent cycliquement dans le circuit de la machine absorbant de la chaleur dans l'évaporateur et en cédant de la chaleur dans le condenseur.

II.4. Les différents types du fluide frigorigène :

Divers fluides frigorigènes sont utilisés dans l'application des machines frigorifiques et des pompes à chaleur, le choix du fluide étant effectué en tenant compte des problèmes thermiques particuliers ainsi que d'un certain nombre de critères : thermiques, physiques et chimiques. [17]

Les fluides peuvent être classés en quatre familles :

- les substances inorganiques pures
- les hydrocarbures
- les hydrocarbures halogénés
- les autres produits

Qui sont représentés dans les tableaux (II. 1, II. 2 et II.3).

II.4.1. Les substances inorganiques pures :

Parmi les composés inorganiques pures on trouve :

A. L'ammoniac R717 :

C'est un fluide incolore à odeur piquante et irritante, sa température d'ébullition est de $-33,4^{\circ}\text{C}$ sous la pression atmosphérique normale (1.013 bar). L'ammoniac est un produit classé toxique et inflammable. [18]

B. Dioxyde de carbone R744 :

Il s'agit d'un gaz asphyxiant plus lourd que l'air (il s'accumule dans les locaux mal ventilés). Indépendamment ses propriétés asphyxiantes.

Le dioxyde de carbone possède une toxicité propre. Les premiers effets peuvent se manifester à partir de 2% dans l'atmosphère. [19]

II.4.2. Les hydrocarbures :

Dans ce groupe on trouve :

- Le butane R 600 ;
- Isobutane R 600a ;
- Le propane R 290 ;
- Le cyclopropane RC 270 ;

Tous ces produits sont stables à température ambiante. [20]

II.4.3. Les hydrocarbures halogènes :

Dans ce groupe peuvent se trouver des composés qui ont été très largement utilisés mais qui font désormais l'objet d'interdiction, notamment pour des raisons de toxicité environnementale, on a :

A. Les CFC (chlorofluorocarbones) :

Ce sont les plus connus des hydrocarbures halogènes. Complètement substitués par le chlore ou le fluor, ces fluides ne contiennent plus d'hydrogène, ils sont dangereux pour la couche d'ozone. Les CFC font l'objet d'interdiction totale depuis l'an 2000.

Tableau I.1: Quelques fluides de famille de CFC. [19]

CFC
R 11
R 12
R 113
R 115
R 502

B. Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone) :

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbure halogène utilisé en tant que les fluides frigorigènes. Ce sont des composants chimiques formés de chlore, fluor, d'hydrogène et de carbone, ils sont dangereux pour l'environnement. Les HCFC ont fait l'objet d'interdiction totale en 2015.

Tableau I.2: Quelques fluides de famille HCFC. [19]

HCFC	
R 21	R 142b
R 22	R 401a
R 123	R 402a
R 124	R 408a

Les HFC (hydro fluorocarbures) :

Il s'agit de la troisième génération d'hydrocarbures halogènes utilisé en tant que fluides frigorigènes. Ce sont des composés de fluor, d'hydrogène et de carbone. Il ne présente pas de danger pour la couche d'ozone mais ils peuvent contribuer à l'effet de serre.

Tableau I.3: Quelques fluides de famille HFC. [19]

HFC	
R 25	R 404a
R 125	R 407C
R 134a	R401A
R 143a	R 705
R 152a	

Et en trouve deux types de ce groupe des fluides frigorigènes :

C. Mélange azéotropique :

C'est un mélange entre 2 ou plusieurs fluides purs avec les mêmes paramètres (Température d'ébullition et de condensation) et parmi ces fluides en trouve R507 (50% R125 et de 50% de R143a).

D. Mélange non azéotropiques :

C'est un mélange entre 2 ou plusieurs fluides purs mais avec des différents paramètres, Parmi ces fluides en trouve R 404A (52% de 44% R 143a et de R 125 et de 4% de r134a) [19]

Codification	Dénomination	Composition ou Formule chimique	Classement de Sécurité
Composé inorganique			
R 717	L'ammoniac	NH_3	B2
R 718	L'eau	H_2O	A1
R 744	Dioxyde de carbone	CO_2	A1
Composé inorganique			
Hydrocarbures			
R 170	Ethane	CH_3CH_3	A3
R 290	Propane	$CH_3CH_2CH_3$	A3
R600a	Isobutane	$CH(CH_3)_2CH_3$	A3
Hydrocarbures halogènes			
Chlorofluorocarbures CFC			
R 11	Trichlorofluorométhane	CCl_3F	A1
R 12	Dichlorodifluorométhane	CCl_2F_2	A1
Hydro Chlorofluorocarbures HCFC			
R 22	Chlorodifluorométhane	$CHClF_2$	A1
R 141b	1,1-Dichloro-1- Fluoroéthane	CH_3CCl_2F	A2
Hydro Fluorocarbures HFC			
R 32	Difluorométhane	////////////////////	A2
R 125	Pentafluoroéthane	////////////////////	A1

R 142b	1-Chloro-1,1-Difluoroéthane	CH_3CClF_2	A2
R 134a	1, 1, 1,2-Tétrafluoroéthane	////////////////////	A1
R 152a	1,1 Difluoroéthane	////////////////////	A2
Mélange azéotropique			
R 502	////////////////////	R22, R115 (48.8, 51.2)	A1
R 507	////////////////////	R125, R134a (50, 50)	A1
Méthane non azéotropique			
R 404A	////////////////////	R125, R134a, R143a (44, 52, 4)	A1
R 407C	////////////////////	R32, R125, R134a (23, 25, 52)	A1
R 410A	////////////////////	R32, R 125 (50,50)	A1

Tableau 4: Description des principaux fluides frigorigènes. [20]

II.4.3. Autre fluides :

Certains fluides frigorigènes ont pu être utilisés ou sont utilisés de façon très ponctuelle et rare ainsi on pourra trouver :

- Les éthers.
- Les amines aliphatiques.
- Les alcools composés tri halogènes : [20]

Tableau 5: Description d'autres fluides frigorigène utilisés dans le froid : [20]

NOM	Formule	Désignation	Propriété importante	N° fiche toxicologique de L'INRC
Méthyle amine	CH_3NH_2	R 630	//////////	//////////
Ethylamine	$C_2H_5NH_2$	R 631	//////////	FT134
Méthanol	CH_3OH	//////////	Inflammabilité élevé	FT5
Ethanol	C_2H_5	//////////	Inflammabilité élevé	FT48
Bomotrifluorométhane	$CBrClCBrClF_2$	R 12B1	//////////	FT165

II.5. Nomenclature et classification des fluides frigorigènes :

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise et elle suit la norme ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels. Pour caractériser un fluide, on utilise une notation de type : R-XYZ où R veut dire réfrigérant qui signifie « fluide frigorigène » en anglais. Un fluide frigorigène halogéné comporte quatre types d'atomes : carbone (C), chlore (Cl), fluor (F), et hydrogène (H). [5]

II.5.1. Leurs propriétés

II.5.1.1. Propriétés physiques :

Les fluides frigorigènes ont des propriétés physiques permettant d'obtenir une puissance frigorifique ou calorifique élevée, ainsi que de meilleures conditions de fonctionnement et de fiabilité des installations.

Les propriétés sont :

- Chaleur latente de vaporisation élevée (kJ/kg) et faible volume massique des vapeurs aspirées au compresseur ; ce qui entraîne une chaleur volumique en (kJ/m³) aspirée importante.

- Température d'évaporation basse si possible supérieure à la pression atmosphérique.
- Pression de condensation peu élevée.
- Faible taux de compression.
- Coefficient de compression adiabatique le plus proche de la valeur de 1.
- Température de refoulement des compresseurs basse.
- Température critique la plus haute.
- Chaleur massique du liquide la plus faible que possible.
- Titre en vapeur après détente faible.

II.5.1.2. Propriétés chimiques :

- Stabilité aux températures de refoulement des compresseurs
- Non inflammables et non explosifs (fluide fluoré uniquement. Non valable pour l'ammoniac et l'isobutane)
- Pas d'action sur les matériaux constituant l'installation
- Pas de réactions avec les constituants de l'air atmosphérique.

II.5.1.3. Propriétés physiologiques

- Les fluides fluorés sont sans odeur, incolore et sans effet sur la santé du personnel.
- Facilité d'élaboration et faible prix de revient. [16].

II.5.2. Propriétés du R-134a et du R404A

II.5.2.1. Propriétés du R-134a (HFC) :

C'est un corps pur halogéné, liquide incolore, ininflammable et inexposable, très stable aux températures d'utilisations, peut se décomposer dans un circuit frigorifique dans des conditions anormales d'utilisation.

- Propriétés physicochimiques :
 - Formule chimique : $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$ (annexe A.1.2),
 - Température critique : 100,6 °C (annexe A.1.2),
 - Pression critique : 40,56 bars (annexe A.1.2),
 - Masse volumique du liquide à 25 °C : 1 202 kg/m³ (annexe A.1.2),

- Masse molaire : 102 g/mol (annexe A.1.3).
- Toxicologie : produit chimiquement inerte, non toxique ; à des concentrations importantes : possibilité de troubles respiratoires et cardiaque liés à l'insuffisance d'oxygène dans l'aire (anoxie). En revanche, combiné avec un gaz inflammable, il peut donner des mélanges qui, enflammés, conduisent à sa décomposition en libérant des produit toxiques (acide fluorydrique). Les effets sont identiques avec une flamme vive ou par contact avec des surfaces métalliques très chaudes [5].
- Détection : ne se détecte pas à la lampe haloïde. Il se détecte soit avec :
 - Les détecteurs électroniques adoptés à la détection du fluor,
 - L'injection d'un traceur dans le circuit révélé par rayon ultra-violet.
- Miscibilité : avec H₂O supérieur au R-12 ; non miscible avec les huiles minérales et akylbenzène, utilisation d'une huile polyol-ester [5].
 - ODP = 0 ; GWP100 = 1 300 kg eq.CO₂ ; fluide de groupe A1 (annexe A.1.3).
 - Domaine d'application : ce fluide est utilisé dans les domaines de la réfrigération domestique, commerciale et industrielle à température positive ainsi que dans les domaines du conditionnement d'air petite, moyenne et grosse puissances

II.5.2.2. Propriétés du R-404A (HFC) :

Mélange ternaire, proche azéotrope, il se compose de : 44 % R-143a (CH₂F-CHF₃), 52 % R-125 (CHF₂-CF₃), 4 % R-134a (CH₂F-CF₃). Liquide non colore, ininflammable et inexplosible, très stable aux températures d'utilisations, peut se décomposer dans un circuit frigorifique pour des conditions anormales d'utilisations.

- Propriétés physicochimiques :
 - ✓ Formule chimique : CHF₂-CF₃ + CH₂F-CHF₃ + CH₂F-CF₃ (annexe A.1.3),
 - ✓ Température critique : 72,14 °C (annexe A.1.1),
 - ✓ Pression critique : 37,35 bars (annexe A.1.1),
 - ✓ Masse volumique du liquide à 25 °C : 1 045 kg/m³ (annexe A.1.1),
 - ✓ Masse molaire : 97,6 g/mol (annexe A.1.3).
- Toxicologie : même que pour le R-134a.
- Détection : même que pour le R-134a.

- Miscibilité : même que pour le R-134a.
- ODP = 0 ; GWP100 = 3 800 kg eq.CO₂ ; fluide de groupe A1/A1 (annexe A.1.3).
- Domaine d'application : ce fluide est utilisé dans les domaines de la réfrigération commerciale et industrielle à températures négatives et positives (chambres froides commerciales, centrales frigorifiques, installations de surgélation, etc).

II.6. L'impact des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes influencent soit sur l'environnement, la santé, la sécurité, et le bilan énergétique.

II.6.1. L'impact sur l'environnement :

A cause de fuites importantes au niveau des circuits frigorifiques et l'utilisation des fluides frigorigènes dangereux on trouve de la destruction de la couche d'ozone et l'augmentation d'effet de serre.

- **Indice d'impact :**

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

1) **ODP : Ozone déplétion potentiel :**

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, exemple R11 ou R12 qui ont ODP=1.

2) **GWP : Globale warning potentiel :**

C'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence. Exemple CO₂, et pour des durées bien déterminer (20, 100, 500 ans), le CO₂ à un GWP=1

3) **TEWI: Totale equivalent warning impact:**

Est un concept permettant de valoriser réchauffement de la terre durant la vie opérationnelle d'un système de réfrigération, utilisant un fluide frigorigène déterminé en tenant compte de l'effet direct dû aux émissions de fluide frigorigène et à l'effet indirect dû à l'énergie requise pour faire fonctionner le système.

A titre indicatif, il est donné par la formule suivante :

$TEWI = (GWP * L * n) + (GWP * m * [1 - c]) + n * E * \beta$ tel que :

GWP : Globale warning potentiel ;

L : émission annuelles de fluide en kg ;

n : durée de vie de système en années ;

m : charge en fluide frigorigène en kg ;

l : facteur de récupération, recyclage compris entre 0 et 1 ;

E : consommation annuelle d'énergie en [kWh] ;

B : émission de CO₂ en [kg/kWh] ;

II.6.2. L'impact sur la santé et la sécurité :

L'utilisation des fluides frigorigènes dans les bâtiments n'est pas sans risque sur la santé et la sécurité des occupants, des équipes de maintenance. En effet ils peuvent représentés un risque en raison de leur :

- Toxicité comme l'ammoniac NH_3 ;
- Inflammabilité comme le R 290 et l'ammoniac ;
- Des pressions utilisées dans les circuits HP (haute pression) ;

II.6.3. L'impact sur le bilan énergétique :

Les différents fluides frigorigènes ne sont pas égaux devant le froid. Certains ont une meilleure efficacité frigorifique que d'autre ; c'est pourquoi il est important d'évaluer leur différence.

En comparant, par exemple, le R22 le R134a et le R507, on se rend compte que toute chose restante égale (puissance frigorifique, température d'évaporation et de condensation identique). R404A donne des meilleures performances énergétiques que le R22. [21]

Chapitre III

**Bilan thermique de la
chambre froid**

III.1. Bilan thermique de la chambre froide :

Le bilan thermique de la chambre froide, nous permet de déterminer la puissance frigorifique de la machine. Cette dernière représente la quantité de froid nécessaire, d'une part, à la congélation ou le refroidissement des denrées, d'autre part à compenser les apports thermiques extérieurs et intérieurs.

III.1.1. Les charges thermiques de la chambre froide :

La puissance à installer sera connu par la détermination des charges thermiques. On distingue les charges thermiques externes et internes.

III.1.1.1. Les charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent :

- les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide : parois verticales, plancher bas et plancher haut.
- les charges dues au renouvellement d'air et ouverture des portes.

A. Charge thermique par conduction à travers les parois :

L'écart de température entre l'enceinte à refroidir et le milieu ambiant provoque une diffusion de la chaleur à travers l'enveloppe de la chambre froide du milieu ambiant vers l'intérieur de la chambre. La quantité de chaleur apportée par conduction à travers les parois est donnée par :

$$Q_p = k \times \Delta T \times S \quad [\text{kJ}] \quad (3.1)$$

Avec :

- Q_p : chaleur apportée par la conduction en Kj.
- K : coefficient global d'échange thermique des parois en $\text{W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.
- S : surface totale des parois en m^2 .

Et :

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{e}{\lambda} + R_{se}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad [\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}] \quad (3.2)$$

Avec :

- R : résistance thermique de la paroi en $\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$,
- e : épaisseur de la paroi en m,
- λ : conductivité thermique du matériau en $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$,
- R_{si} : résistance superficielle interne de la paroi en $\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$,
- R_{se} : résistance superficielle externe de la paroi en $\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$,
- h_i : coefficient de transfert de chaleur par convection-rayonnement interne en $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$
- h_e : coefficient de transfert de chaleur par convection-rayonnement externe en $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$

❖ **Cas d'un mur multicouches :**

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{e}{\lambda} + R_{se}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad [\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}] \quad (3.3)$$

b. Charge thermique par ouverture des portes (renouvellement d'air) :

Le renouvellement d'air correspond aux ouvertures des portes de la chambre froide, constituant un apport thermique, son expression est la suivante :

$$Q_{r.a} = m_{as} (h_e^s - h_i^s) \quad [\text{kJ}] \quad (3.4)$$

Avec :

- $Q_{r.a}$: apport de chaleur dû au renouvellement d'air en kJ,
- m_{as} : masse d'air sec entrant dans la chambre en kg air sec,
- h_e^s : enthalpie spécifique de l'air extérieur en kJ/kg air sec,
- h_i^s : enthalpie spécifique de l'air intérieur en kJ/kg air sec.

Il faut savoir estimer la masse d'air entrant. Pour cela, on utilise la notion de taux de renouvellement d'air (vol/h), ou nombre de renouvellements d'air par 24h (vol/j).

$$m_{as} = \frac{v_{a,e}}{v_i^s} = \frac{n_r v_{cf}}{v_i^s} \quad [\text{kg air sec}] \quad (3.5)$$

- $v_{a,e}$: volume journalier de l'air entrant en m^3 ,
- v_i^s : volume spécifique de l'air intérieur en $m^3/\text{kg air sec}$,
- v_{cf} : volume de la chambre froide en m^3 ,
- n_r : nombre de renouvellement d'air en vol/J.

Le nombre de renouvellement d'air correspond au nombre de fois que le volume de la chambre est renouvelé en une journée, soient 24 heures. Il se calcule par la formule suivante :

$$n_r = \frac{70}{\sqrt{v_{cf}}}$$

La courbe suivante permet d'estimer ce nombre en fonction du volume de la chambre froide :

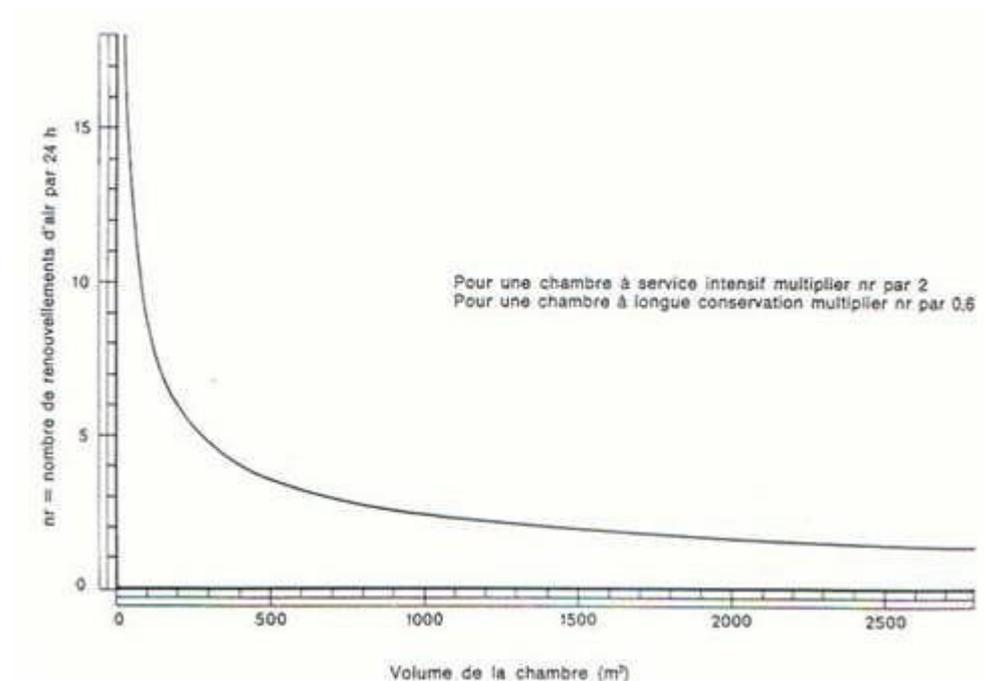


Figure III.1 : Estimation du nombre de renouvellement d'air en fonction du volume de la chambre froide [13].

III.1.2. Les charges thermiques internes :**a. Charge thermique due au refroidissement des denrées**

La chaleur apportée par les denrées introduites dans la chambre froide est donnée

Par :

$$Q_d = m_d \cdot C_d (\theta_{in} - \theta_f) \quad [\text{kJ}] \quad (3.7)$$

Avec :

- Q_d : apport de chaleur par les denrées en kJ,
- m_d : masse des denrées introduite dans la chambre froide par jour en kg,
- C_d : capacité thermique massique des denrées en kJ/kg. °k,
- θ_{in} : température initiale des denrées (avant refroidissement) en °C,
- θ_f : température finale des denrées égale à la température de la chambre froide en °C.

b. Charge thermique due au refroidissement des emballages :

La chaleur apportées par les emballages des denrées est donnée par :

$$Q_{em} = m_{em} \cdot C_{em} (\theta_{in} - \theta_f) \quad [\text{kJ}] \quad (3.8)$$

Avec :

- Q_{em} : apport de chaleur par les emballages en kJ,
- m_{em} : masse des emballages en kg,
- C_{em} : capacité thermique massique des emballages en kJ/kg °C,
- θ_{in} : température initiale des emballages en °C,
- θ_f : température finale des emballages en °C.

c. Charge thermique due aux travailleurs :

L'apport de chaleur par les travailleurs est donné par :

$$Q_t = n_t \cdot P_t \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ}] \quad (3.9)$$

Avec :

- Q_t : apport de chaleur par les occupants en kJ,
- n_t : nombre de personnes,
- P_t : puissance par travailleur en W,
- t : temps d'occupation en s.

Le tableau ci-dessous nous donne la puissance dégagée par un travailleur suivant la nature du travail (dur, moyen ou léger) :

Tableau III.1 : Apport calorifique des travailleurs [14].

Température de la chambre froide [°C]	Chaleur dégagée par personne et par unité de temps [W]		
	Travail dur	Travail moyen	Travail léger
-24	421	408	350
-18	407	373	326
-13	397	338	292
-7	383	313	280
0	373	270	234
2	372	267	220
4	372	256	209
7	372	251	198
10	372	245	187

d. Charge thermique due aux éclairages :

La charge thermique due à l'éclairage se calcule à partir de la formule suivante :

$$Q_{éc} = n_{éc} \cdot P_{éc} \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ}] \quad (3.10)$$

Avec :

- $Q_{éc}$: apport de chaleur par l'éclairage en kJ,
- $n_{éc}$: nombre d'éclairages,
- $P_{éc}$: puissance de chaque éclairage en W,
- t : durée de fonctionnement des éclairages en s.

e. Charge thermique due à la ventilation

$$Q_v = n_v \cdot P_v \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ}] \quad (3.11)$$

Avec :

- Q_v : apport de chaleur par ventilation en kJ,
- n_v : nombre de moteurs de ventilateurs,
- P_v : puissance absorbée par les moteurs des ventilateurs en W,
- t : temps de fonctionnement des moteurs en s.

➤ **Somme des charges thermique de la chambre froide**

La charge thermique totale s'obtient par l'addition des différentes charges internes et externes ainsi que les charges non chiffrables :

$$Q_{cf} = Q_p + Q_{r,a} + Q_d + Q_{em} + Q_t + Q_{éc} + Q_v \quad [\text{kJ}] \quad (3.12)$$

➤ **Charges thermiques non chiffrables**

5% à 10% du bilan provisoire (somme des apports précédents) selon le niveau d'incertitude. A intégrer à Q_{cf} calculé ci-dessus, on la note par Q_{sup} (charges thermiques supplémentaires). [13]

$$Q_{sup} = 0,05 \text{ à } 0,1 Q_{cf} \quad [\text{kJ}] \quad (3.13)$$

Finalement, la charge thermique globale de la chambre froide se calcule comme suit :

$$Q_T = Q_{cf} + Q_{sup} \quad [kJ] \quad (3.14)$$

➤ **Le calcul de la puissance frigorifique**

La phase finale du calcul du bilan consiste à diviser la quantité d'énergie totale par le temps de fonctionnement des compresseurs pour obtenir la puissance frigorifique à installer :

$$\Phi_0 = \frac{\Phi_T}{t_{fc}} \quad [kW] \quad (3.15)$$

Avec :

- Φ_0 : puissance frigorifique nécessaire en kW,
- Φ_T : charge thermique totale à extraire de la chambre froide en kJ,
- t_{fc} : temps de fonctionnement des compresseurs en s.

III.1.3. Calcul des charges thermique de la chambre froide

III.1.3.1. Description de la chambre froide de l'entreprise KO.J.EK

La chambre froide est de dimension L = 42 * 1 = 12 * H = 5 m, elle comporte deux portes de dimensions l = 2 * H = 3 m.

Les parois verticales sont construites par une couche de panneau sandwich (polyuréthane), le plafond est construit par une couche de panneau sandwich, enfin, le plancher est construit par une couche de béton plein.

La température de refroidissement des denrées est de +7 °C et la température ambiante à l'extérieur de la chambre froide est de +38 °C.

III.1.4. Calcul des charges thermiques :

a. Charge thermique par conduction à travers les parois

$$Q_p = K. S. \Delta T. t. 10^{-3} \quad [kJ]$$

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{e}{\lambda} + R_{se}} = [W/m^2. °C]$$

Le tableau suivant nous donne la conductivité thermique et l'épaisseur de chaque matériau utilisé

:

Tableau III.2 : Conductivité thermique et épaisseur de chaque matériau utilisé (voir annexe A.2.1)

Matériaux	e [m]	λ [W/m .°C]
Panneau sandwich (polyuréthane)	0,08	0,04
Béton plein	0,1	1,75

Le tableau ci-dessous nous donne les résistances superficielles internes et externes des parois de la chambre froide :

Tableau III.3 : Résistances superficielles des parois [15].

Parois	$R_{si} = \frac{1}{h_i}$ [m ² . C°/W]	$R_{se} = \frac{1}{h_e}$ [m ² . C°/W]
Parois verticales	0,06	0,03
Parois horizontales et flux ascendant	0,09	0,05
Parois horizontales et flux descendant	0,15	0,05

- A travers les parois verticales :

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,06 + \frac{0,08}{0,04} + 0,03} = 0,478 \quad [W/m^2 .°C]$$

- Parois dont les dimensions sont de L = 42 et H = 5 m :

$$Q_{P1} = 0,478 (42 * 5) (38 - 7) 86400. 10^{-3}$$

$$Q_{P1} = 268857,792 \text{ kJ}$$

- Parois dont les dimensions sont de $l = 12$ et $H = 5$ m

$$Q_{P2} = 0,478 (12 * 5)(38 - 7)86400 * 10^{-3}$$

$$Q_{P2} = 76816,512 \text{ kJ}$$

- A travers le plafond

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,15 + \frac{0,08}{0,04} + 0,05} = 0,454 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$Q_{P3} = 0,454 (42 * 12) (38 - 7) 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{P3} = 612860,774 \text{ kJ}$$

- A travers le plancher

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,09 + \frac{0,1}{1,75} + 0,05} = 5,072 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$Q_{P4} = 5,072 (42 * 12) (38 - 7) 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{P4} = 6846761,779 \text{ kJ}$$

- A travers toute l'enveloppe de la chambre froide

$$Q_P = 2Q_{P1} + 2Q_{P2} + Q_{P3} + Q_{P4}$$

$$Q_P = 8150971,161 \text{ kJ}$$

b. Charge thermique due aux ouvertures des portes

$$Q_{r,a} = m_{as} (h_e^s - h_i^s) \quad [\text{kJ}]$$

A l'intérieur de la chambre froide :

Pour une température $\theta_i = 7 \text{ C}^\circ$ et une humidité relative $\Psi=83 \%$ le diagramme de l'air humide nous donne : $h_i^s = 20 \text{ kJ/kg air sec}$, $V_i^s = 0.80 \text{ m}^3/\text{kg air sec}$

A l'extérieur de la chambre froide :

Pour une température $\theta_e = 38 \text{ C}^\circ$ et une humidité relative $\Psi= 34 \%$ le diagramme de l'air humide

nous donne : $h_e^s = 75 \text{ kJ/kg air sec}$

$$m_{as} = \frac{V_{a,e}}{V_i^s} = \frac{n_r V_{cf}}{V_i^s}$$

$$n_r = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} = \frac{70}{\sqrt{42*12*5}} = \mathbf{1,394}$$

$$m_{as} = \frac{1,394*2520}{0,80} = \mathbf{4391,1 \text{ kg air sec}}$$

$$Q_{r,a} = 4391,1(75 - 20)$$

$$Q_{r,a} = \mathbf{241510,5 \text{ kJ}}$$

c. Charge thermique due au refroidissement des denrées

$$Q_d = m_d * C_d(\theta_{in} - \theta_f) \quad [\text{kJ}]$$

- La masse des denrées m_d :

On calcule d'abord le nombre de palettes de la manière suivante :

$$n_{ba} = \frac{S_{pl}}{S_{ba}} K$$

Avec :

- n_{ba} : le nombre de palettes,
- S_{pl} : la surface du plancher en m^2 ,
- S_{ba} : la surface d'une palette en m^2 ,
- k : coefficient d'encombrement ($k = 0,7$).

$$n_{ba} = \frac{42*12}{0,2826} (0,7) = \mathbf{1248 \text{ ba}}$$

La chambre froide peut contenir alors jusqu'à 1248 baril, et chaque baril pèse 246 kg :

$$m_d = 1248 * 246 = \mathbf{307008 \text{ kg}}$$

La chaleur massique du concentré tropical :

$$C_d = 2,83 \text{ kJ/kg} * ^\circ\text{C}$$

$$Q_d = 3070082,83(17 - 7)$$

$$Q_d = \mathbf{8688326,4 \text{ kJ}}$$

d. Charge thermique due au refroidissement des emballages

$$Q_{em} = m_{em} * C_{em}(\theta_{in} - \theta_f) \quad [\text{kJ}]$$

$$m_{em} = 1248.16 = 19968 \text{ kg}$$

$$C_{em} = 0,435 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q_{em} = 19968 * 0,435(17 - 7)$$

$$Q_{em} = 86860,8 \text{ kJ}$$

e. Charge thermique due aux travailleurs

$$Q_t = n_t * P_t * t * 10^{-3} \quad [\text{kJ}]$$

Le nombre de personnes qui travaillent dans la chambre froide est de 6 personnes et leur travail peut être classé comme étant un travail moyen, le tableau , nous donne pour

une température de 7 °C. Une puissance dégagée par chaque travailleur $P_t = 251 \text{ W}$

$$Q_t = 6 * 251 * 86400 * 10^{-3}$$

$$Q_t = 130118,4 \text{ kJ}$$

f. Charge thermique due aux éclairages

$$Q_{éc} = n_{éc} * P_{éc} * t * 10^{-3} \quad [\text{kJ}]$$

Le nombre d'éclairages est de 24 d'une puissance de 36 W chacun.

$$Q_{éc} = 24 * 36 * 86400 * 10^{-3}$$

$$Q_{éc} = 74649.6 \text{ kJ}$$

g. Charge thermique due à la ventilation

$$Q_v = n_v * P_v * t * 10^{-3} \quad [\text{kJ}]$$

La chambre froide contient 3 évaporateurs, chaque évaporateur contient 3 moteurs de ventilation d'une puissance de 1243 W

$$Q_v = 3 * 3 * 1243 * 86400 * 10^{-3}$$

$$Q_v = 966556.8 \text{ kJ}$$

h. Somme des charges thermique de la chambre froide

$$Q_{cf} = Q_p + Q_{r,a} + Q_d + Q_{em} + Q_t + Q_{éc} + Q_v$$

$$Q_{cf} = 18338993,661 \text{ kJ}$$

i. Charge thermique non chiffrables

$$Q_{sup} = 0,1 * Q_{cf}$$

$$Q_{sup} = 1833899,3661 \text{ kJ}$$

D'où, la charge thermique globale de la chambre froide :

$$Q_T = Q_{cf} + Q_{sup}$$

$$Q_T = 20172893027 \text{ kJ}$$

j. Calcul de la puissance frigorifique correspondante

$$\Phi_0 = \frac{Q_T}{t_{fc}} = \frac{20172893,027}{86400}$$

$$\Phi_0 = 233,48 \text{ kW}$$

Chapitre IV

Analyse thermodynamique

IV.1. Analyse thermodynamique de la machine frigorifique à compression mécanique monoétagée :

IV.1.1. La machine parfait

Le cycle idéal obéit aux hypothèses suivantes :

- Cycle ditherme : le fluide n'échange de la chaleur qu'avec les sources froide et chaude, les transferts thermiques n'ont lieu que dans les échangeurs.
- Absence de phénomènes dissipatifs durant l'écoulement du fluide frigorigène (pas de pertes de charge, réversibilité mécanique).
- Réversibilité des échanges thermiques.
- Compresseur parfait : réversible (pas de production interne d'entropie, donc pas de dégradation d'énergie mécanique en chaleur), adiabatique (pas d'échange de chaleur, ni avec l'ambiance ni avec le fluide frigorigène) ce qui donne un fonctionnement isentropique ; pas d'espace mort.

Le fluide frigorigène est un corps pur ou un azéotropique [5]

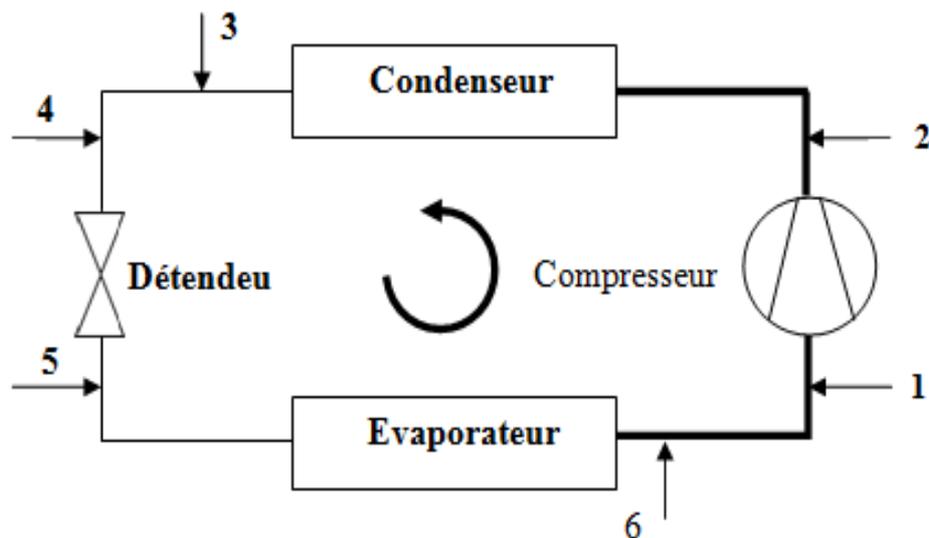


Figure IV.1 : Machine à compression de vapeur formée de quatre éléments de base

IV.1.2. Tracé du cycle de référence

a. Diagramme T – s :

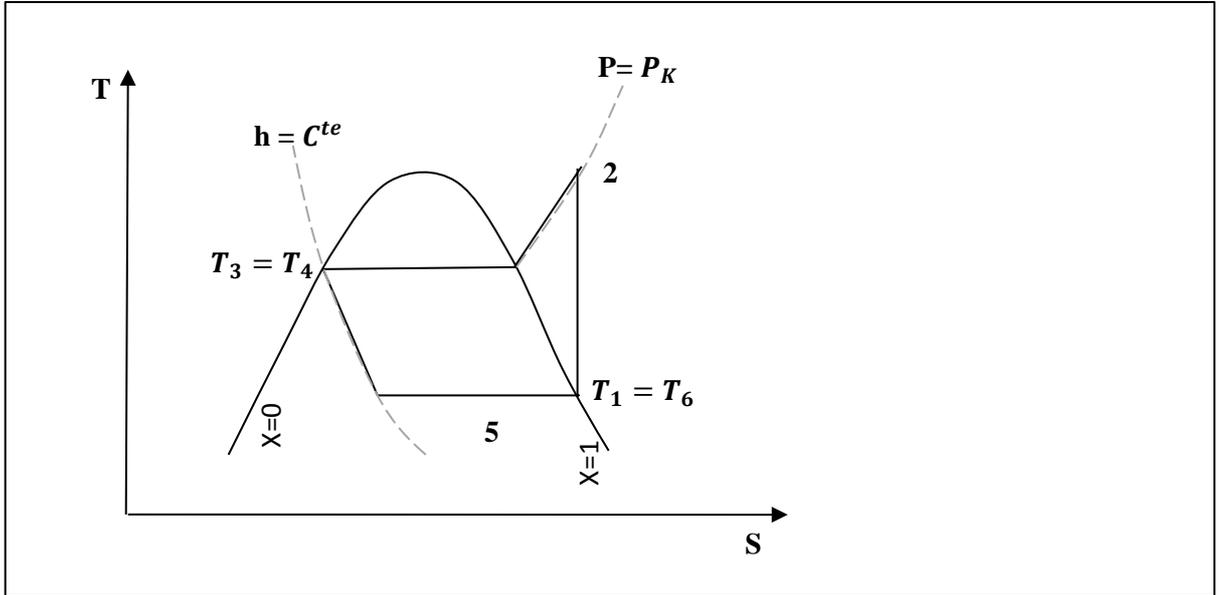


Figure IV.2 : Cycle théorique sur le diagramme T – s [1]

b. Diagramme ln (P) – h :

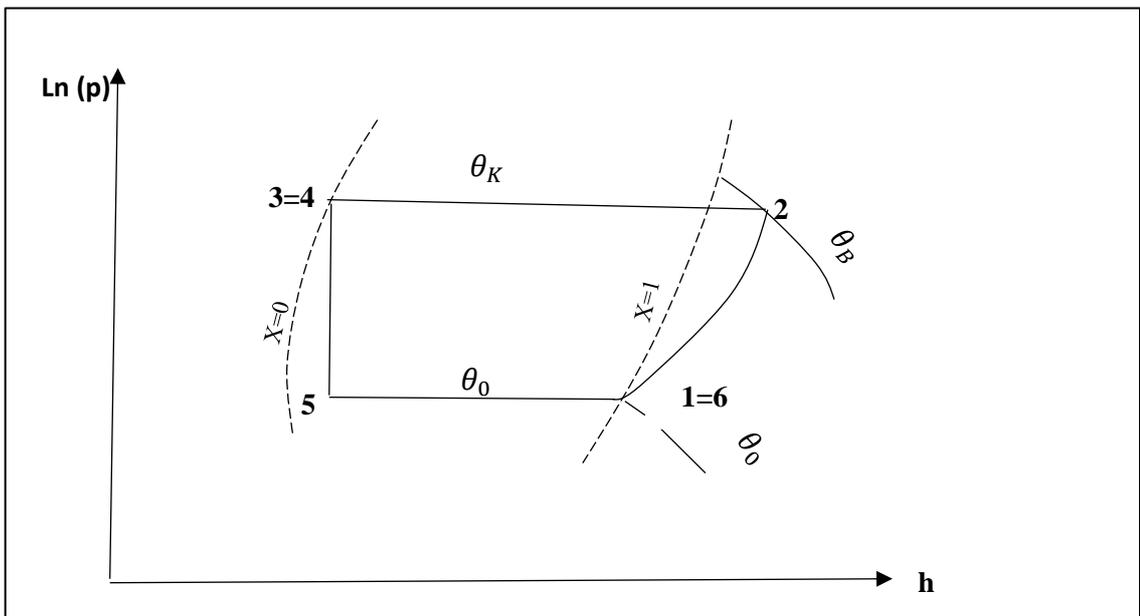


Figure IV.3 : Cycle théorique sur le diagramme ln (P) –h [1]

IV.2.La machine réelle :

IV.2.1.Le compresseur ne fonctionne pas isentropiquement :

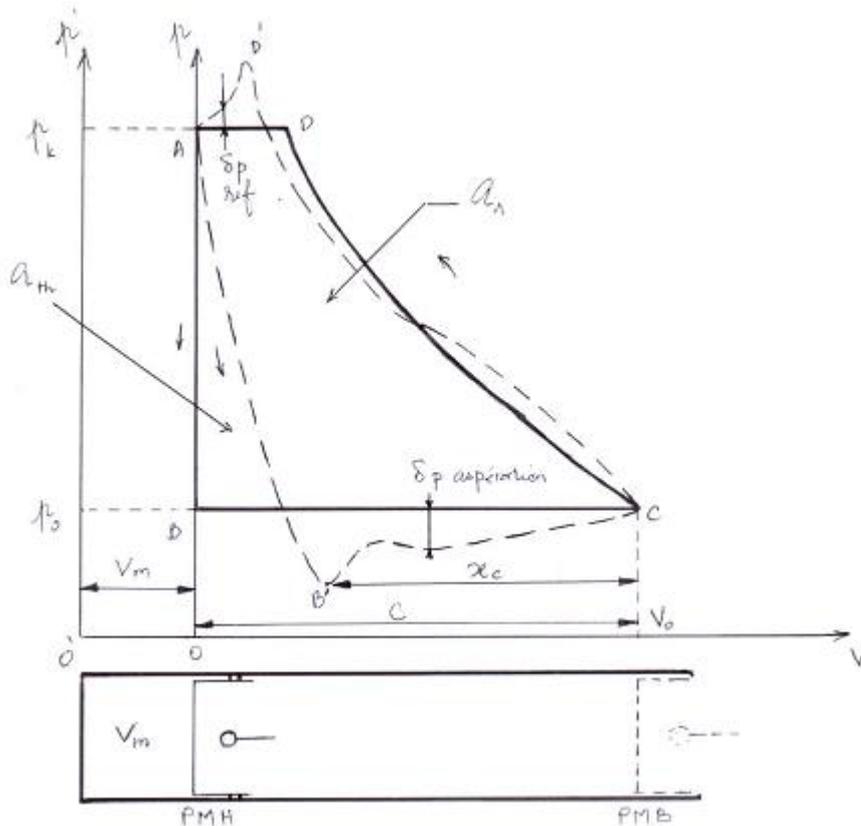


Figure IV.4 : Cycle d'un compresseur parfait et celui d'un compresseur réel dans le diagramme de Clapeyron [1]

Considérons maintenant, dans le diagramme, le cycle d'un compresseur réel de mêmes caractéristiques que le compresseur parfait et fonctionnant dans les mêmes conditions.

Soit m_r la masse de gaz ayant ainsi pénétrée dans le cylindre. Cette masse est nettement inférieure à m_{th} puisque le remplissage du cylindre ne s'est effectué que pendant la fraction x de la course d'aspiration du piston C.

Le rapport $\frac{m_r}{m_{th}}$ est égal au rapport $\frac{V_r}{V_{th}}$

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_{th}} = \frac{V_r}{V_{th}}$$

On définit le taux de compression (r) comme suit : $r = \frac{P_r}{P_0}$ (IV.3).

η_v Diminue lorsque $r = \frac{P_k}{P_0}$ s'accroît puisque, de toute évidence, x diminue lorsque r s'accroît [7].

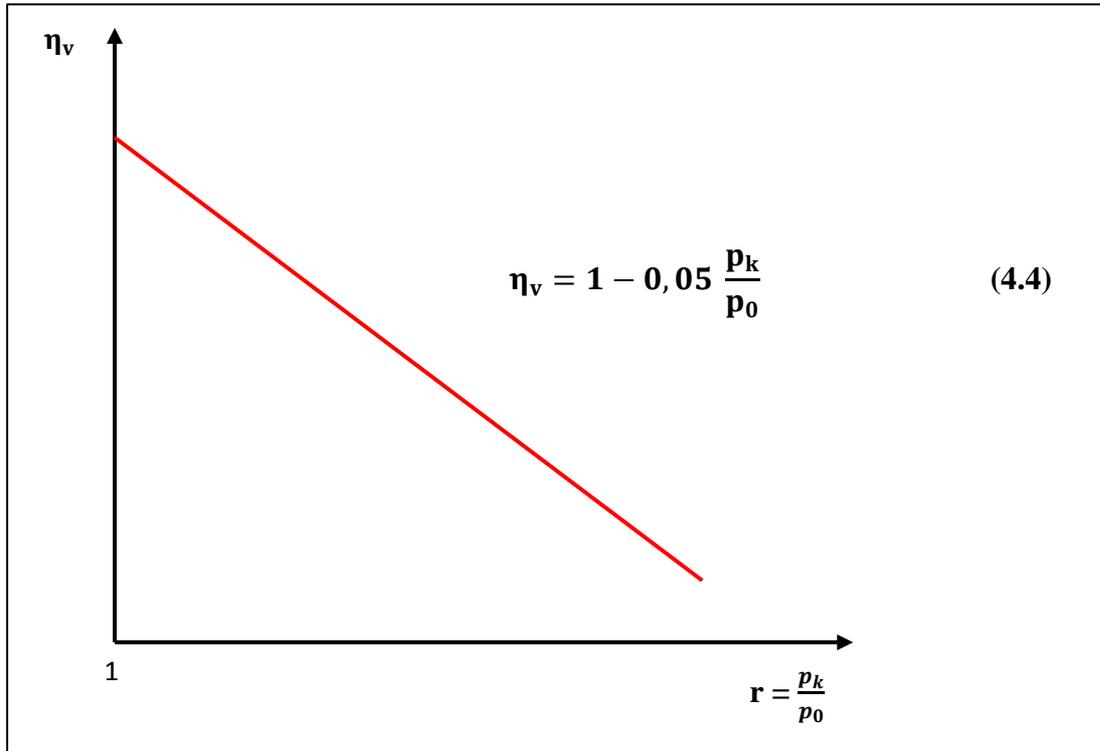


Figure IV.5 : Variation du rendement volumétrique η_v en fonction du taux de compression r [7]

L'aire a_r du diagramme $AB\dot{C}D$ représente le travail, dû aux forces de pression, absorbé par le compresseur réel, pour déplacer la masse m_r .

de gaz de P_0 à P_k , par unités de masse de fluide, ce travail est donc :

$$W_r = [k a_r / m_r] \quad (IV.5)$$

- Le rendement indiqué :

Le rendement indiqué η_i est défini dans le Dictionnaire du Froid comme le « rapport du travail absorbé pour comprimer l'unité de masse du frigorigène dans un compresseur au travail absorbé pour comprimer la même masse dans un compresseur idéal (fonctionnant isentropiquement) » [5].

$$\eta_i = \frac{W_{p\ th}}{W_{k\ th}} = \frac{a_{th}}{a_r} * \frac{m_{th}}{m_r} \quad (IV.6)$$

$$\eta_i = \frac{a_{th}}{a_r} * \eta_v \quad (IV.7)$$

On remarque que les aires a_{th} et a_r sont, en général voisins. Le rendement indiqué est approximativement égal au rendement volumétrique :

$$\eta_i \cong \eta_v \quad (\text{IV.8})$$

Par suite des phénomènes de frottement et de l'absorption d'énergie mécanique correspondant au fonctionnement du système de graissage, on doit fournir, sur l'arbre du compresseur réel un travail effectif, W_{eff} supérieur à celui W_r dû aux forces de pression [7].

$$W_{eff} > W_r$$

- Le rendement effectif :

$$\eta_{eff} = 0,8 - 0,004(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} \quad (\text{IV.9})$$

- Le rendement isentropique du compresseur :

On trouve dans la littérature l'usage du rendement isentropique du compresseur. Celui-ci caractérise la qualité de la compression au point de vue réversibilité mécanique :

$$(\eta_{is})_c = \frac{h_{2th} - h_1}{h_{2(real)} - h_1} \quad (\text{IV.10})$$

- Le cycle d'une machine frigorifique - Tracé dans les diagrammes entropique et enthalpique :

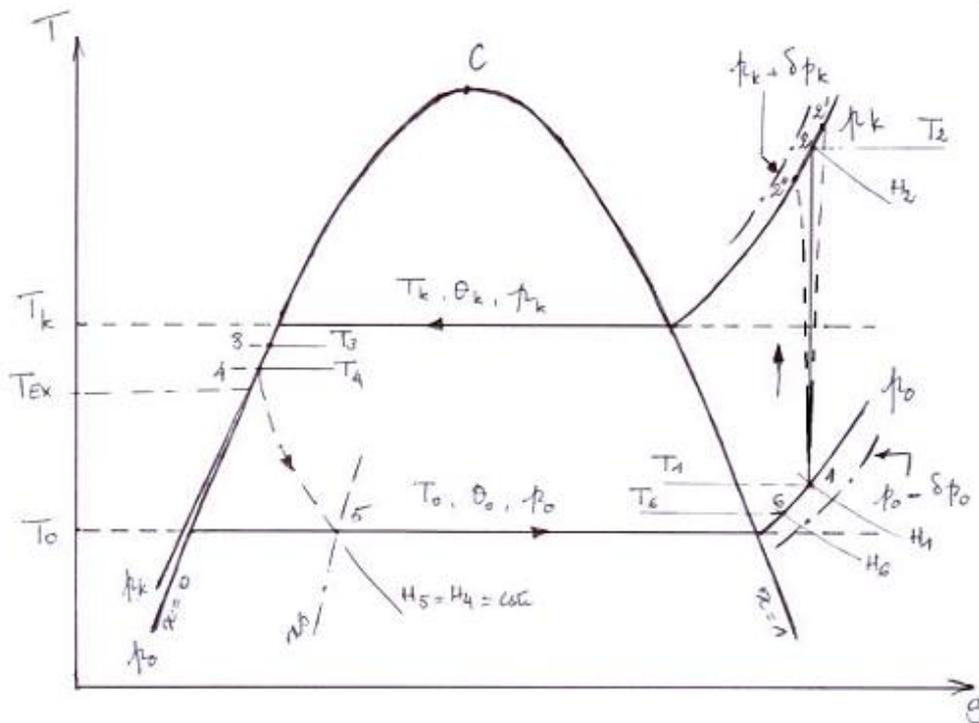


Figure IV.6 : Diagramme entropique du cycle d'une machine frigorifique à compression mécanique. [7]

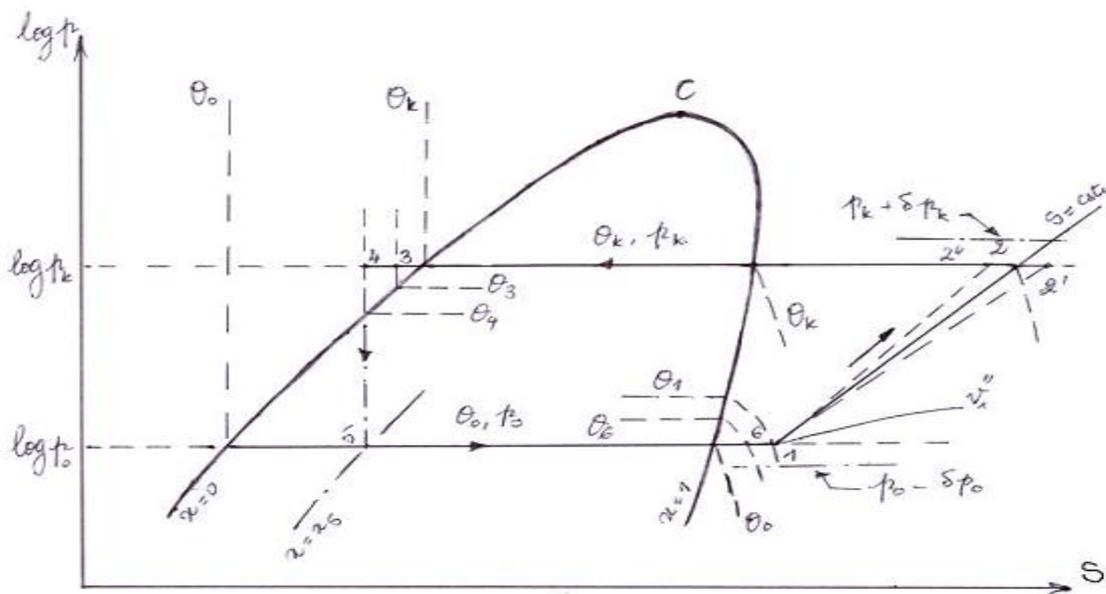


Figure IV.7 : Diagramme entropique du cycle d'une machine frigorifique à compression mécanique

Analyse :

- Le point 1 : représente l'état des vapeurs à l'entrée du compresseur. Pour éviter absolument la pénétration de liquides dans le compresseur, il importe que ces vapeurs soient légèrement surchauffées, c'est-à-dire que $\theta_1 > \theta_0$.
- De 1 à 2 (ou à 2' ou à 2'') : le fluide est comprimé dans le compresseur dans le compresseur réel de p_0 à p_k , (les pertes de charges sont faibles, négligeables).
- Le compresseur étant imparfait, aux diverses pertes d'énergies mécanique dont il est le siège correspondant un dégagement équivalent de chaleur.
- Si le compresseur est mal refroidi alors $\theta_{2'} > \theta_{2th}$ (θ_{2th} est la température due à la compression isentropique).
- Si le compresseur est bien refroidi on aura donc $\theta_{2'} < \theta_{2th}$. Il se pourrait aussi que $\theta_{2'réel} = \theta_{2th}$ si les pertes thermique étaient égales à ce dégagement de chaleur.
- De 2 à 3 : le fluide se refroidit, se condense et se sous – refroidit légèrement dans le condenseur ($\theta_3 < \theta_k$).
- De 3 à 4 : variation de sous – refroidissement du liquide dans la canalisation de liquide frigorigène ($\theta_4 < \theta_3$ le sous – refroidissement s'effectue à pression constante).
- De 4 à 5 : le fluide frigorigène se détend, dans le détendeur de p_k à p_0 . La détente est isenthalpique.
- Ici on définit la notion de « titre en vapeur » comme le taux de présence de la vapeur dans un mélange liquide – vapeur, au point 5 on obtient :

$$x_5 = \frac{m_{vapeur\ en\ 5}}{masse\ du\ mélange}, \text{ avec : } 0 < x_5 < 1$$

On déduit x_5 de l'isotitrique passant par 5.

Il est défini encore comme suit :

$$x_5 = \frac{h_5 - h_{5\ liq}}{h_{5\ vap} - h_{5\ liq}}$$

$h_{5\ liq}$ et $h_{5\ vap}$ Sont respectivement les enthalpies du liquide saturé et de la vapeur saturée du point 5.

- De 5 à 6 : le fluide frigorigène se vaporise, dans l'évaporateur, sous la pression p_0 à la

température θ_0 . Durant cette transformation le fluide frigorigène absorbe de la chaleur dans l'enceinte « c'est l'effet utile ». Les vapeurs formées se surchauffent ensuite légèrement, de θ_0 à θ_6 sous la pression constante p_0 ; la surchauffe dépend largement du type d'évaporateur utilisé.

- De 6 à 1 : le fluide se surchauffe encore dans la canalisation d'aspiration en raison de l'imperfection de l'isolation thermique.

IV.2.2. Détermination des caractéristiques principales de la machine frigorifique réelle :

a. Production frigorifique à l'évaporateur par unité de masse de fluide frigorigène :

$$h_5 = h_6 - h_4 \text{ [kJ/kg ou kcal/kg ou fg/kg]}$$

$$1 \text{ kcal} = 4,185 \text{ kJ,}$$

i. frigorie = 1 kcal.

b. Débit masse de fluide que doit déplacer la machine pour fournir une puissance frigorifique (Φ_0)

$$q_m = \frac{\Phi_0}{Q} = \frac{\Phi_0}{h_6 - h_5} \text{ [kg/sou kg/h]}$$

c. Energie mécanique absorbée par le compresseur réel, par unité de masse de fluide comprimé de P_0 à p_K :

Si le compresseur était parfait

$$W_{th} + Q = \Delta h_1^2 = W_{th} \text{ car } Q = 0 \text{ (adiabatique)}$$

$$W_{th} = h_{2th} - h_1 \text{ [J/kg ou kcal/kg]}$$

Le compresseur étant imparfait

$$W_{\text{eff}} = \frac{h_{2th} - h_1}{\eta_i \cdot \eta_m}$$

On sait que $\eta_i = \eta_v$ d'autre part, on peut prendre pour le rendement mécanique η_m des valeurs de 0,8 à 0,95 suivant la taille du compresseur [1].

Puissance mécanique absorbée par le compresseur :

$$P_{\text{eff}} = q_m \cdot w_{\text{eff}} = q_m \left(\frac{h_{2\text{th}} - h_1}{\eta_i \cdot \eta_m} \right) = q_m \left(\frac{h_{2\text{th}} - h_1}{\eta_{\text{eff}}} \right)$$

Puissance du moteur électrique :

La valeur ainsi calculée est la puissance absorbée sur l'arbre du compresseur. Il est courant de majorer de 20 à 30 % cette puissance pour tenir compte des surpuissances éventuelles dues à des changements des conditions de fonctionnement et pour faciliter les démarrages [1].

Quantité de chaleur cédée au condenseur par unités de masse de fluide condensé :

$$Q_k = h_{2(\text{réel})} - h_3 \quad [\text{J/kg ou kcal/kg}]$$

Puissance calorifique cédée au condenseur :

$$\Phi_k = q_m \cdot Q_k \quad [\text{W ou kcal/h}]$$

Facteur de performance de la machine :

$$\varepsilon_f = \frac{\Phi_o}{P_{\text{eff}}}$$

IV.3. Etude de l'installation existante :

IV.3.1. Le groupe fonctionne au R-404a :

a. Description :

Le groupe est constitué :

- ❖ D'un compresseur de type Bitzer (6GE-40Y).
- ❖ De trois évaporateurs de type CABERO (CH7D3/50.2 D), et d'une température d'évaporation $\theta_0 = -10^\circ\text{C}$.
- ❖ D'un aérocondenseur de type CABERO (ACW089A3.3/3L D).
- ❖ D'un détendeur de type CABERO.

b. Le régime de fonctionnement :

- HP = 23,082 bar $\rightarrow \theta_K = 50^\circ\text{C}$
- BP = 4,321 bar $\rightarrow \theta_0 = -10^\circ\text{C}$,

La surchauffe dans l'évaporateur est négligeable,

- La surchauffe à l'entrée du compresseur est de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- Le sous – refroidissement dans le condenseur est négligeable,
- Le sous – refroidissement à l'entrée du détendeur est de 3°C .

C-La figure suivante représente le diagramme T-s de notre l'installation :

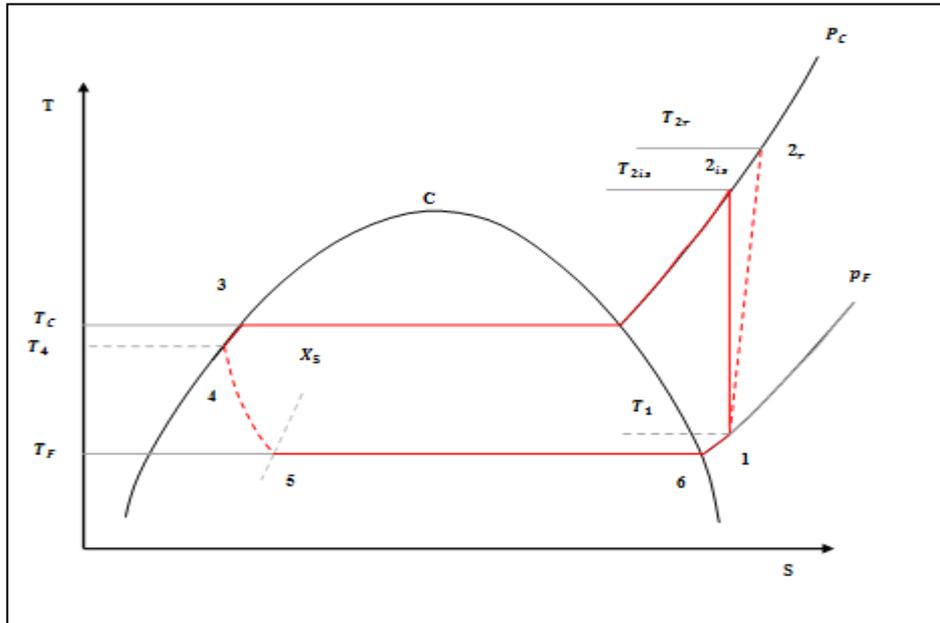


Figure IV.8 : Cycle frigorifique sur le diagramme T-s

d- La figure suivante représente le diagramme P-h de notre l'installation :

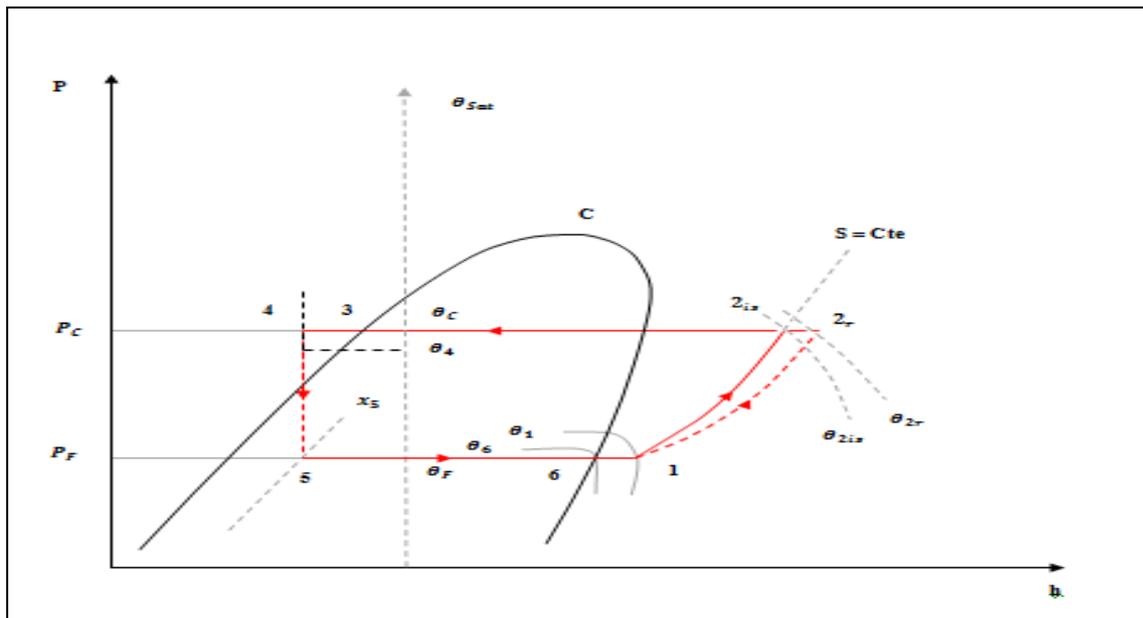


Figure IV.9 : Cycle thermodynamique sur le diagramme P –h

e- Le traçage du cycle sur le diagramme des frigoristes :

Points	Temperature [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/kg K]
1	0	4,321	371,186	1,652
2 ^s	65,74	23,082	406,463	1,652
2 ^r	76,35	23,082	419,319	
3	50	23,082	283,2	1,272
4	47	23,082	277,27	
5	-10	4,321	277,27	1,295
6	-10	4,321	362,6	1,620

Tableau IV.1 : Coordonnées thermodynamique de chaque point du cycle du R-404A.

F-Calcul des différents points de cycle (enthalpie et entropie) :

D'après la table thermodynamique de R404A

4, 25 bar 371,3 kJ/kg

4,321 bar h_1

4, 50 bar.....370,9 kJ/kg

Par interpolation

$$h_1 = 371,3 + \frac{370,9-371,3}{4,50-4,25} * (4,321 - 4,25)$$

$h_1 = 371,186 \text{ kJ/kg}$

4,25 bar 1,6539 kJ/kg °C

4,321 bar S_1

4,50 bar 1,6480 kJ/kg °C

$$S_1 = 1,6539 + \frac{1,6480-1,6539}{4,50-4,25} * (4,321- 4,25)$$

$S_1 = 1,652 \text{ kJ/kg °C}$

$S_1 = S_{2s} = 1,652 \text{ kJ/kg °C}$

- Calcul de h_{2s} : on a: $S_{2s} = 1,652 \text{ kJ/kg °C}$ et $P_{2s} = 23,082 \text{ bar}$:

g-Par une double interpolation :

22,00 bar 401,4 kJ/kg

23,082 bar h_A

24,00 bar 397,3 kJ/kg

$$h_A = 401,4 + \frac{397,3-401,4}{24-22} * (23,082 - 22)$$

$h_A = 399,1819 \text{ kJ/kg}$

22,00 bar 1,6400 kJ/kg °C

23,082 bar S_A

24,00 bar 1,6227 kJ/kg °C

$$S_A = 1,6400 + \frac{1,6227-1,6400}{24-22} * (23,082 - 22)$$

$S_A = 1,6306 \text{ kJ/kg °C}$

22,00 bar 407,5 kJ/kg

23,082 bar h_B

24,00 bar 403,9 kJ/kg

$$h_B = 407,5 + \frac{403,9-407,5}{24-22} * (23,082 - 22)$$

$h_B = 405,5524 \text{ kJ/kg}$

22,00 bar 1,6581 kJ/kg °C

23,082 bar S_B

24,00 bar 1,6422 kJ/kg °C

$S_B = 1,6581 + \frac{1,6422-1,6581}{24-22} * (23,082 - 22)$

$S_B = 1,6495 \text{ kJ/kg °C}$

1,6306 kJ/kg °C 399,1819 kJ/kg

1,652 kJ/kg °C h_{2s}

1,6495 kJ/kg °C..... 405,5524 kJ/kg

$h_{2s} = 399,1819 + \frac{405,5524-399,1819}{1,6495-1,6306} * (1,652 - 1,6306)$

$h_{2s} = 406,4625 \text{ kJ/kg}$

h-Calcul de h_4 :

$h_4 = h_{147} + \int v dP = 277,1 + 0,0011 * 10^{-3} (23,082 - 21,557)$

$h_4 = 277,27 \text{ kJ/kg}$

$h_4 = h_5 = 277,27 \text{ kJ/kg}$

- Le taux de compression (τ) :

$\tau = \frac{P_k}{P_0} = \frac{23,082}{4,321}$

$\tau = 5,342$

- Le rendement volumique de compresseur(η_v) :

$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau = 1 - 0,05 \left(\frac{23,082}{4,321} \right)$

$\eta_v = 0,733$

- Le rendement indiqué (η_i) :

$\eta_i \cong \eta_v$

$\eta_i = 0,733$

- Le rendement effectif (η_{eff}) : on utilisant la relation de **Dehausse** :[22]

$$\eta_{eff} = 0,8 - 0,004(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} = 0,8 - 0,004 * (5,342 - 5)^2 - \frac{0,5}{5,342 - 0,3}$$

$$\eta_{eff} = 0,70$$

- La production frigorifique massique à l'évaporateur (Q_0) :

$$Q_0 = h_6 - h_5 = h_6 - h_4 = 362,6 - 277,27$$

$$Q_0 = 85,33 \text{ kJ/kg}$$

- Le calcul de débit :

$$q_m = \Phi_0 / Q_0 \Rightarrow \frac{233,48}{85,33}$$

$$q_m = 2,73 \text{ m}^3/\text{S}$$

- Le travail théorique du compresseur (W_{th}) :

$$W_{th} = h_{2th} - h_1 = 406,463 - 371,186$$

$$W_{th} = 35,277 \text{ kJ/kg}$$

- e travail effectif du compresseur (W_{eff}) :

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} = \frac{35,277}{0,70}$$

$$W_{eff} = 50,396 \text{ kJ/kg}$$

- La puissance effective du compresseur (P_{eff}) :

$$P_{eff} = q_m \cdot W_{eff} = 2,74 * 50,396$$

$$P_{eff} = 138,08 \text{ kW}$$

- La puissance du moteur électrique (P_{mot}) :

$$P_{mot} = P_{eff} + 0,2 P_{eff} = 138,08 + (0,2) (138,08)$$

$$P_{mot} = 165,70 \text{ kW}$$

- La chaleur massique cédée au condenseur (Q_k) :

$$Q_k = h_{2(réel)} - h_3$$

✓ Calcul de la valeur de $h_{2(réel)}$:

$$\eta_i \cong (\eta_{is})_c$$

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \Rightarrow h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{isc}} + h_1$$

$$h_{2r} = \frac{406,463 - 371,186}{0,733} + 371,186$$

$$h_{2r} = 419,313 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_k = 419,313 - 283,2$$

$$Q_k = 136,113 \text{ kJ/kg}$$

- Puissance calorifique cédée au condenseur (Φ_k) :

$$\Phi_k = q_m \cdot Q_k = 2,74 \cdot 136,113$$

$$\Phi_k = 372,75 \text{ kW}$$

- Le coefficient de performance (COP)

$$\text{COP} = \frac{\Phi_0}{P_{eff}} = \frac{233,48}{138,09}$$

$$\text{COP} = 1,69$$

- Après avoir étudié notre machine frigorifique qui fonction avec le fluide frigorigène R404A, On veut étudier cette installation on utilisant le R134a.

IV.4. Etude de l'installation avec le R 134a :

a. Description :

Le groupe est constitué :

- ❖ D'un compresseur de type Bitzer (6GE-40Y)
- ❖ De trois évaporateurs de type CABERO (CH7D3/50.2 D), et d'une température d'évaporation $\theta_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$,
- ❖ D'un aérocondenseur de type CABERO (ACW089A3.3/3L D)
- ❖ D'un détendeur de type CABERO

b. Le régime de fonctionnement:

- HP = 13,19 bar $\rightarrow \theta_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$,
- BP = 2,006 bar $\rightarrow \theta_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$,
- La surchauffe dans l'évaporateur est négligeable,
- La surchauffe à l'entrée du compresseur est de $10\text{ }^\circ\text{C}$,
- Le sous – refroidissement dans le condenseur est négligeable,
- Le sous – refroidissement à l'entrée du détendeur est de $3\text{ }^\circ\text{C}$.

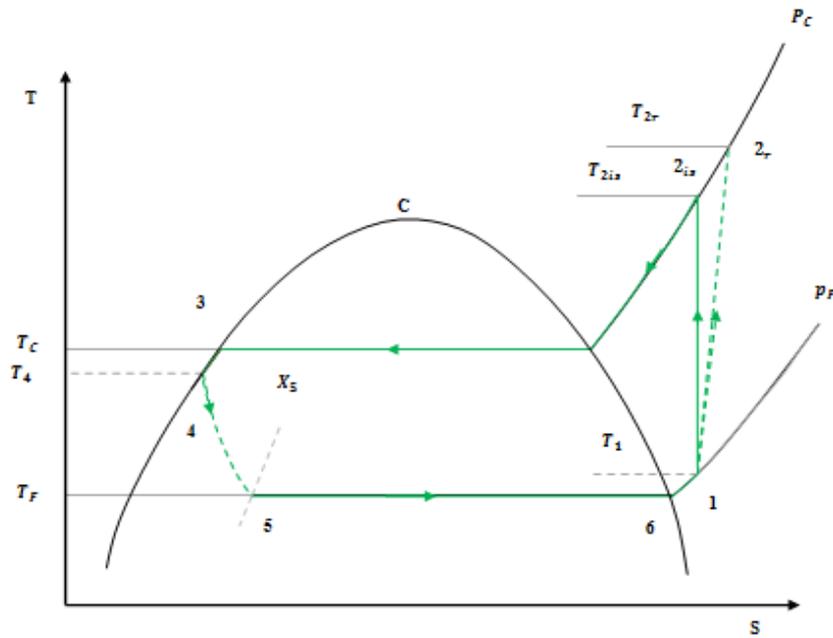


Figure IV.10 : Cycle thermodynamique sur le diagramme T-s

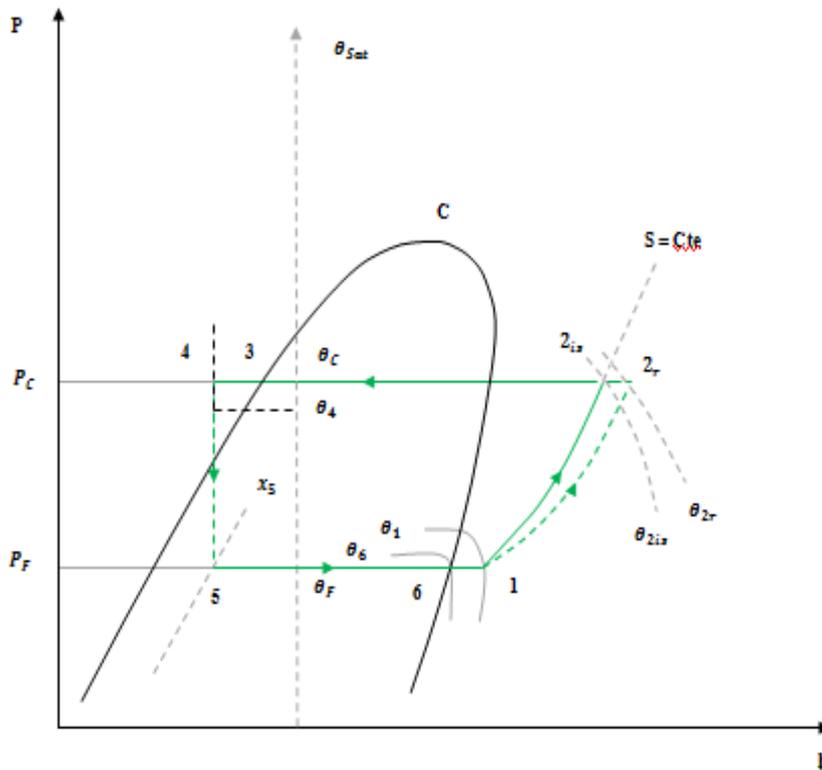


Figure IV.11 : cycle thermodynamique sur le diagramme P-h

B-Tracé du cycle sur le diagramme des frigoristes :

Tableau IV.2 : Coordonnées thermodynamique de chaque point du cycle du R 404A.

Points	Temperature [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Entropie [kJ/kg K]
1	0	2,006	401,382	1,7658
2s	66,24	13,19	442,8	1,7658
2r	84,63	13,19	463,11	
3	50	13,19	271,9	1,2384
4	47	13,19	267,387	
5	-10	2,006	267,387	1,257
6	-10	2,006	392,9	1,7341

IV.4.1. Calcul des différents points de cycle (enthalpie et entropie) :

D'après la table thermodynamique de R134a :

h_1 et S_1 on a $P_1 = 2,006 \text{ bar}$

2,00 bar 401,4 kJ/kg

2,006 bar h_1

2,1 bar.....401,1 kJ/kg

Par interpolation

$$h_1 = 401,4 + \frac{401,1-401,4}{2,1-2} * (2,006 - 2)$$

h₁ = 401,382 kJ/kg

2,00 bar..... 1,7661 kJ/kg °C

2,006 bar S₁

2,1 bar 1,7613 kJ/kg °C

$$S_1 = 1,7661 + \frac{1,7613-1,7661}{2,1-2} * (2,006 - 2)$$

S₁ = 1,7658 kJ/kg °C

S₁ = S_{2s} = 1,7658 kJ/kg °C

❖ **Calcul de h_{2s}: on a: S_{2s} = 1,7658 kJ/kg °C et P_{2s} = 13,19 bar :**

Par une double interpolation :

13,00 bar 441,8 kJ/kg

13,19 bar h_k

14,00 bar 439,8kJ/kg

$$h_k = 441,8 + \frac{439,8-441,8}{14-13} * (13,19 - 13)$$

h_k = 441,42 kJ/kg

13,00 bar 1,7637 kJ/kg °C

13,19 bar S_k

14,00 bar 1,7531 kJ/kg °C

$$S_A = 1,7637 + \frac{1,7531-1,7637}{14-13} * (13,19 - 13,00)$$

S_k = 1,7617 kJ/kg °C

13,00 bar 447,3 kJ/kg

13,19 bar h_m

14,00 bar 445,6 kJ/kg

$$h_m = 447,3 + \frac{445,6-447,3}{14-13} * (13,19 - 13)$$

$$h_m = 446,97 \text{ kJ/kg}$$

$$13,00 \text{ bar} \dots\dots\dots 1,7801 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$13,19 \text{ bar} \dots\dots\dots S_m$$

$$14,00 \text{ bar} \dots\dots\dots 1,770 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$S_m = 1,7801 + \frac{1,770-1,7801}{14-13} * (13,19 - 13)$$

$$S_m = 1,7782 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$1,7617 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots 441,42 \text{ kJ/kg}$$

$$1,7658 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots h_{2s}$$

$$1,7782 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots 446,97 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 441,42 + \frac{446,97-441,4}{1,7782-1,7617} * (1,7658 - 1,7617)$$

$$h_{2s} = 442,80 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul de h_4 :

$$h_4 = h_{147} + \int v \, dP = 267,387 + 0,0009 * 10^{-3} (13,19 - 12,2241)$$

$$h_4 = 267,387 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_5 = 267,387 \text{ K}_j/\text{K}_g$$

- Le taux de compression (τ) :

$$\tau = \frac{P_k}{P_0} = \frac{13,19}{2,006}$$

$$\tau = 6,575$$

- Le rendement volumique de compresseur (η_v) :

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau = 1 - 0,05 \left(\frac{13,19}{2,006} \right)$$

$$\eta_v = 0,671$$

- Le rendement indiqué (η_i) : $\eta_i \cong \eta_v$ $\eta_i = 0,671$

Le rendement effectif (η_{eff}) : on utilisant la relation de **Dehausse** : [22]

$$\eta_{\text{eff}} = 0,8 - 0,004 * (\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} = 0,8 - 0,004 * (6,575 - 5)^2 - \frac{0,5}{6,575 - 0,3}$$

$$\eta_{\text{eff}} = 0,71$$

- La production frigorifique massique à l'évaporateur (Q_0) :

$$Q_0 = h_6 - h_5 = h_6 - h_4 = 392,9 - 267,387$$

$$Q_0 = 125,513 \text{ kJ/kg}$$

- Le calcul de débit :

$$q_m = \frac{\Phi_0}{Q_0} \Rightarrow \frac{233,48}{125,513}$$

$$q_m = 1,86 \text{ kg/s}$$

- Le travail théorique du compresseur (W_{th}) :

$$W_{\text{th}} = h_{2\text{th}} - h_1 = 442,80 - 401,382$$

$$W_{\text{th}} = 41,418 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail effectif du compresseur (W_{eff}) :

$$W_{\text{eff}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_{\text{eff}}} = \frac{41,418}{0,71}$$

$$W_{\text{eff}} = 58,335 \text{ kJ/kg}$$

- La puissance effective du compresseur (P_{eff}) :

$$P_{\text{eff}} = q_m \cdot W_{\text{eff}} = 1,86 * 58,335$$

$$P_{\text{eff}} = 108,50 \text{ kW}$$

- La puissance du moteur électrique (P_{mot}) :

$$P_{\text{mot}} = P_{\text{eff}} + 0,2 P_{\text{eff}} = 108,50 + (0,2) * (108,50)$$

$$P_{\text{mot}} = 130,20 \text{ kW}$$

- La chaleur massique cédée au condenseur (Q_k) :

$$Q_k = h_{2(\text{réel})} - h_3$$

- Calcul de la valeur de $h_{2(\text{réel})}$:

$$\eta_i \cong (\eta_{\text{isc}})_c$$

$$\eta_{\text{isc}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \Rightarrow h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{isc}}} + h_1$$

$$h_{2r} = \frac{442,80 - 401,382}{0,671} + 401,382$$

$$h_{2r} = 463,11 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_k = 463,11 - 271,9$$

$$Q_k = 191,21 \text{ kJ/kg}$$

- Puissance calorifique cédée au condenseur (Φ_k) :

$$\Phi_k = q_m \cdot Q_k = 1,86 \cdot 191,21$$

$$\Phi_k = 355,651 \text{ kW}$$

- Le coefficient de performance (COP)

$$\text{COP} = \frac{\Phi_0}{P_{\text{eff}}} = \frac{233,48}{108,50}$$

$$\text{COP} = 2,152$$

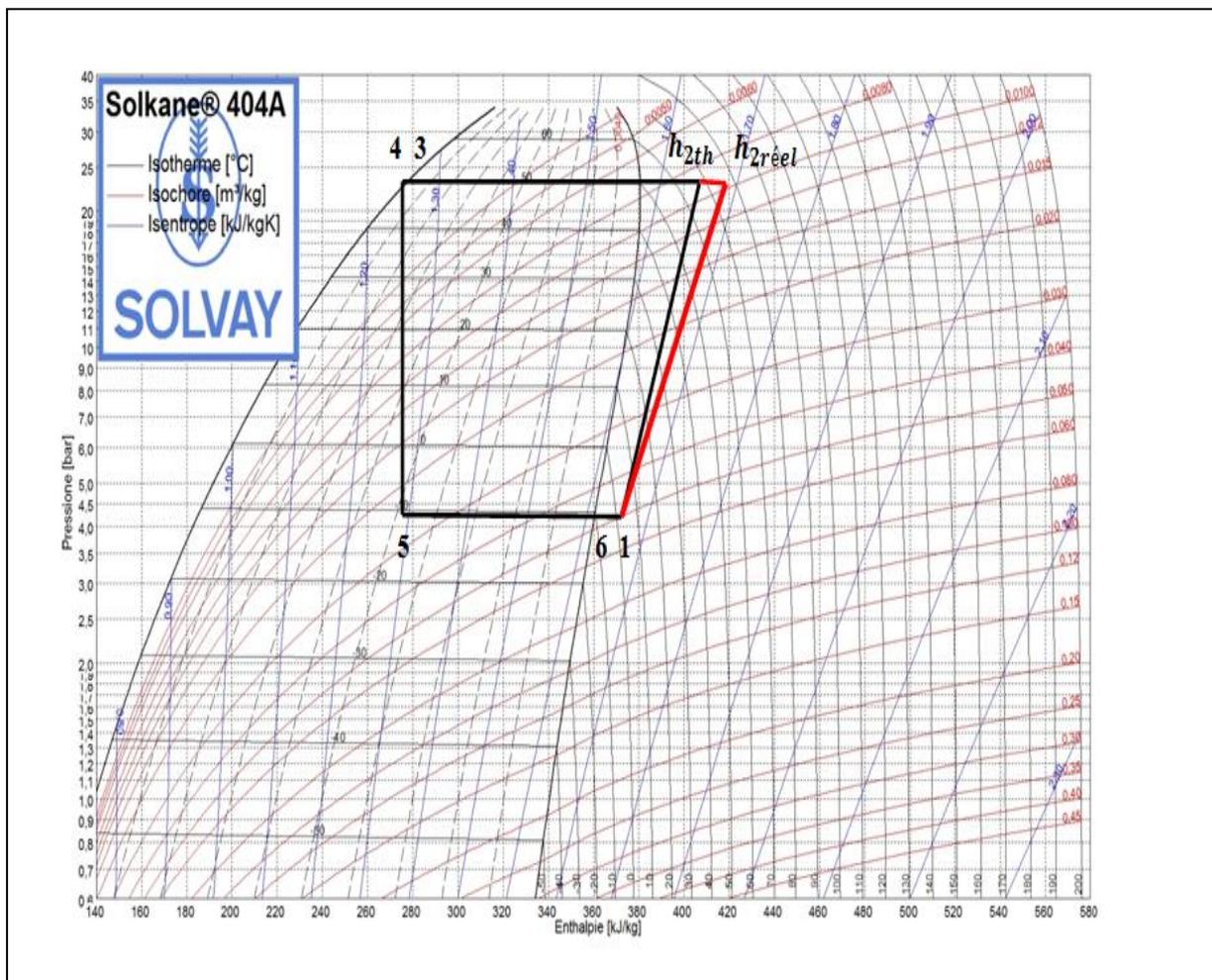


Figure IV.11 : Tracé du cycle du R-404a sur le diagramme des frigoristes (installation existante)

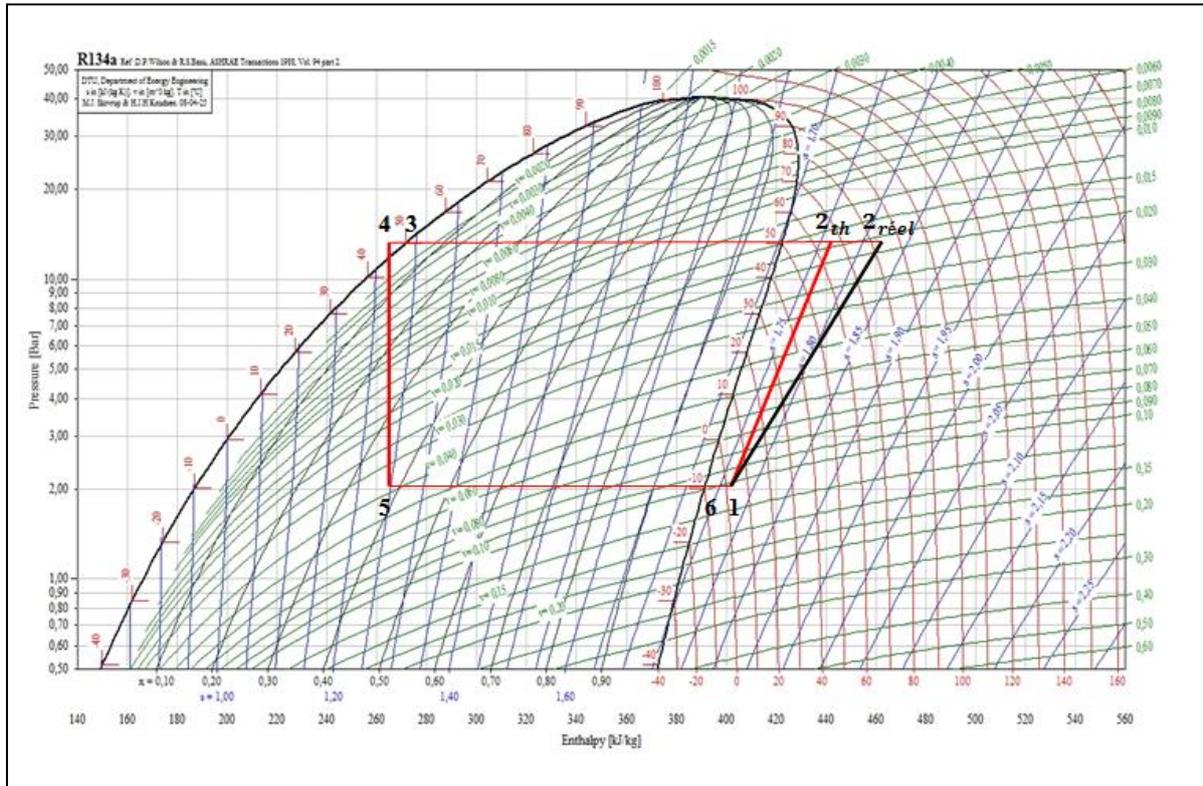


Figure IV.12 : Tracé du cycle du R-134a sur le diagramme des frigorigères (installation existante)

IV.4.2. Comparaison entre R404a et R134a :

La comparaison se fera sur la base des performances thermodynamique calculées et des critères de choix des fluides établies dans le II chapitre.

Tableau IV.3 : Paramètre de comparaison entre R404A et R134a.

Propriété et performance	R404A	R134a
Formule chimique	CHF ₂ -CF ₃ + CH ₂ F-CHF ₃ + CH ₂ F-CF ₃	CH ₂ F-CF ₃
Température critique (°C)	72 ,14	100,6
Pression critique (bar)	37,35	40,56

Taux de compression τ	5,342	6,575
Groupe de sécurité	A1	A1
Débit massique (kg/s)	2,73	1,86
Masse volumique à 25°C (kg/m^3)	1045	1202
Masse molaire (g/mol)	97,6	102
ODP	0	0
GWP100	3800	1300
COP	1,69	2,152

D'après le tableau IV.3 on résume que :

- La température et la pression critique du R404A qui est inférieure à celle du R134a,
- Le taux de compression du R404A est inférieur du R134a.
- La masse volumique à 25°C et la masse molaire du R404A est inférieure à celle de R134a.
- Le GWP100 de R404A est supérieur à celui provoqué par le R134a.
- Le COP de R404A est inférieur à celui provoqué par le R134a.

D'après toutes ces comparaisons entre ces deux fluides on constate que le fluide frigorigène R404A est le plus efficace dans les installations frigorifique que le R134a.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale

Au cours de notre stage effectué au sein de l'entreprise CO.J.EK d'Elkseur Bejaia, Nous nous sommes intéressés à l'installation frigorifique de la chambre froide.

La réfrigération est un procédé permettant d'obtenir et de maintenir un système à une température inférieure à celle de l'environnement. Cette étude nous a permis de faire un bilan thermique afin de quantifier la charge thermique à extraire de la chambre froide et effectuer une étude thermodynamique de cette installation.

Dans le but d'observer le comportement du groupe frigorifique avec un autre fluide frigorifique, nous avons évalué ses performances thermodynamiques avec le fluide frigorifique R404A. A l'issue de cette étude nous avons mené une analyse comparative des performances avec ces deux fluides R134a et le R404A.

Cette expérience nous a permis d'apprendre à analyser le groupe frigorifique dans sa globalité, le réétudier en faisant un bilan thermique et thermodynamique afin de faire des études sur l'installation frigorifique afin d'apporter des résultats plus précis.

En fin nous espérons que ce modeste travail puisse d'abord être utile à l'entreprise KO.J.EK qui nous a bien accueillis et qu'il soit aussi bénéfique aux futures promotions à venir.

Au cours de notre stage effectué au sein de l'entreprise CO.J.EK d'Elkseur Bejaia, Nous nous sommes intéressés à l'installation frigorifique de la chambre froide, laquelle on nous a demandé de réétudier pour obtenir de meilleurs résultats.

La réfrigération est un procédé permettant d'obtenir et de maintenir un système à une température inférieure à celle de l'environnement. Cette étude nous a permis de faire un bilan thermique afin de quantifier la charge thermique à extraire de la chambre froide et effectuer une étude thermodynamique de cette installation.

Dans le but d'observer le comportement du groupe frigorifique avec un autre fluide frigorifique, nous avons évalué ses performances thermodynamiques avec le fluide frigorifique R404A. A l'issue de cette étude nous avons menés une analyse comparatrice des performances avec ces deux fluides R134a et le R404A.

Cette expérience nous a permis d'apprendre à analyser le groupe frigorifique dans sa globalité, le réétudier en faisant un bilan thermique et thermodynamique afin de faire des études sur l'installation frigorifique afin d'apporter des améliorations.

En fin nous espérons que ce modeste travail puisse d'abord être utile à l'entreprise KO.J.EK qui nous a bien accueillis et aussi aux futures promotions à venir.

Bibliographique

Bibliographique

Bibliographique

- [1] Olivier PERROT, « Cours de Machine Frigorifique », I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, 2011
- [2]<https://www.universalis.fr/encyclopedie/froid-physique/5-quelques-applications-du-froid>
- [3] P.J. RAPIN et P. JACQUARD, Installations frigorifiques, Editions PYC et H. NOACK et R. SEIDEL, Pratique des installations frigorifiques, Editions PYC.
- [4] MEUNIER.F, KOUSCHIC.S.C Comparative thermodynamic study of sorption systems, second lan analysis. In.J. of Réfrigération, Vol 19, 1996, GB ;
- [5] Francis MEUNIER, Paul RIVET ; Marie-France ; TERRIER «Froid industriel » ; 2005.
- [6] Génie Frigorifique ; «Principe de la production du froid » ; gumtn Humberg ; www.gunt.de.
- [7] Maxime DUMINIL, « Cours de Production du Froid », E. C. Paris.
- [8] P. DAL ZOTTO, J. M. LARRE, A. MERLET, L. PICAU, MEMOTECH (Génie Energétique), 2003
- [9] L.CUVELIER-Comprimer l'air « les compresseurs » ; source « le guide des automatismes » ; sur le site web : www.cuvelier-ludovic.fr
- [10] Dossier climatisation ; « Les condenseurs à air » ; version 001-2014 sur le site web : www.leguideits.fr
- [11] Site web www.mdf.afpa.free.fr ; «Les condenseurs»
- [12] Yves JANNOT, « Transferts Thermiques », Ecole des Mines Nancy, 2011.
- [13] Flavien DAVAL, « Etude et Conception d'une Installation Frigorifique », Document Ste CLAUGER.
- [14] Jean-Pierre JARADIN, « Bilan Frigorifique », Cours de Technologie, Université de Travail (I.E.T.S. – P.S.), 2008-2009
- [15] Patrice SEVERIN, « Traitement des Ambiances », IUFM de TOULOUSE
- BIOTECHNOLOGIE B.
- [16] Yvan FAYOLLE ; STE Clauger ; «Les Fluides frigorigènes » ; support N°2 de février2002.

Bibliographique

- [17] Christophe COQUELET, « Etude des Fluides Frigorigènes », Thèse doctorat, Ecole de Mines de PARIS, 2003.
- [18] PDF Thechnique du froid ; Cours de base ; «CFmmLog », Edition juillet 2007 ; www.thechniquedufroid.com
- [19] Aide-mémoire AFPA AICVF ; 12/06/2017 ; 170612-RT-Pereso_Fluides-frigo-AFPAMetzf.
- [20] Rodolphe LEBERTON ; «Risque chimique» ; ED 969.
- [21] Les fluides frigorigènes, Impact environnement.fwww.energiepluslesite.be/energieplus/pag-11629.html
- [22] Duminil Maxime Théorie des machines frigorifiques, machines à compression mécanique, technique de l'ingénieur 9 730, 1996.

Annexes

Annexes

Annexe

A.1.1 : Caractéristiques de quelques mélanges frigorigères.

Tableau 12. Caractéristiques et propriétés physiques des mélanges.

	Unités	Mélanges de transition									
		R401B (HP68)	R403B (Isocron 69L)	R408A (FX 10)	R409A (FX 56)	R409B (FX 57)	R404A	R407C	R410A	R50*	
Composition		61 % R22 11 % R152a 28 % R12a	5 % R290 56 % R22 39 % R218	7 % R125 47 % R22 46 % R143a	25 % R124 60 % R22 15 % R142b	25 % R124 65 % R22 10 % R142b	44 % R125 4 % R134a 52 % R143a	25 % R125 52 % R134a 23 % R32	50 % R125 50 % R32	50 % R125 50 % R.43a	
Point de débulition à 1,013 bar	°C	-35,74	-46,38	-45,46	-35,44	-36,52	-46,57	-43,81	-5,6	-47,1	
Glissement de température à 1,013 bar	°C	4,94	0,55	0,46	1,89	6,82	0,79	7,08	0,05	0	
Température critique	°C	103,5	90	83,34	107	104,4	72,14	86,05	70,17	70,75	
Pression critique	bar	46,82	50,91	44,24	46,93	47,11	37,35	46,34	47,7	37,15	
Chaleur latente de vaporisation à 1,013 bar	kJ/kg	228,3	191,5	224,9	220,2	219,6	200,1	243	271,5	196	
Masse volumique du liquide à 25 °C	kg/m ³	1181	1160	1056	1205	1209	1045	1138	1061	1049	
ODP		0,035	0,03	0,026	0,033	0,05	0	0	0	0	
GWP 100 ans		1200	3700	3100	1400	1400	3800	1600	1900	3800	
Classificateur NF EN 378		A1	A1	A1	A1	A	A1	A1	A1	A1	

ODP : Potentiel d'appauvrissement de la couche dozone.

GWP 100 ans : Potentiel deffet de serre global.

Annexes

A.1.2 : Caractéristiques de quelques corps purs.

Tableau 11. Caractéristiques et propriétés physiques des composés hydrochlorofluorés et hydrofluorés.

Designation chimique	R22	R23	R32	R123	R124	R125	R134a	R141b	R142b	R143a	R152a
	Formule chimique	CHClF ₂	CHF ₃	CH ₂ F ₂	CHCl ₂ CF ₃	CHClF-CF ₃	CHF ₂ -CF ₃	CH ₂ F-CF ₃	CH ₂ -CCl ₂ F	CH ₂ -CClF ₂	CH ₂ F-CHF ₂
Point de congélation à 1 bar	-160,0 °C	-155,2 °C		-107,0 °C	-199 °C	-103 °C	-101 °C	-103,5 °C	-130,8 °C	-111 °C	-117,0 °C
Point d'ébullition à 1 bar	-40,75 °C	-82,03 °C	-51,65 °C	27,9 °C	-11,0 °C	-48,5 °C	26,5 °C	32,0 °C	-9,8 °C	-47,6 °C	-24,7 °C
Température critique	96,0 °C	25,9 °C	78,4 °C	185,0 °C	122,2 °C	66,3 °C	100,6 °C	210,3 °C	137,1 °C	73,2 °C	113,5 °C
Pression critique (absolue)	49,77 bar	48,3 bar	58,3 bar	37,9 bar	35,7 bar	35,2 bar	40,56 bar	46,4 bar	41,2 bar	37,6 bar	45,0 bar
Masse volumique du liquide à 25 °C	1194 kg/m ³	670 kg/m ³		1460 kg/m ³	1364 kg/m ³	1250 kg/m ³ à 20 °C	1202 kg/m ³	1230 kg/m ³	1120 kg/m ³		911 kg/m ³
Chaleur de vaporisation au point d'ébullition	233,5 kJ/kg	239,4 kJ/kg		174,2 kJ/kg	167,9 kJ/kg	159 kJ/kg	220 kJ/kg	223 kJ/kg	223 kJ/kg		222,9 kJ/kg
Solubilité du HFC/HCFc dans l'eau à 1 bar à 25 °C	0,30 %	0,10 %		0,39 %	0,145 %	0,09 %	0,15 %	0,021 %	0,14 %		0,28 %
Solubilité de l'eau dans HFC/HCFc à 25 °C	0,13 %	-		0,08 %	0,07 %	0,07 %	0,11 %		0,05 %		0,17 %
Limites d'inflammabilité dans l'air	Non	Non		Non	Non	Non	Non	5,6 - 17,7 %	6,7 - 14,9 %	9,2 - 20,5 %	3,9 - 16,9 %
Potentiel de destruction de l'ozone ODP	0,05	0	0	0,02	0,02	0,3	0,5	0,8	0,5	0	0
Reactivité photo-chimique	0,6	5,7	0,11	0,02	1	0,3	0,5	0,8	0,5	0,74	0,035
Toxicité CMA ou LAE ppm	1 000 (CMA)	1 000 (LAE)		ASHRAE 30 ATO 10	500 (LAE)	1 000 (LAE)	1 000 (LAE)	100 (LAE)	1 000 (LAE)		1 000 (LAE)
Potentiel d'effet de serre global GWP ₁₀₀	1 700	12 100	580	93	480	3 200	1 300	630	2 000	4 400	140
Groupe de sécurité	A1	A1	A2	B1	A1	A1	A1	A2	A2	A2	A2

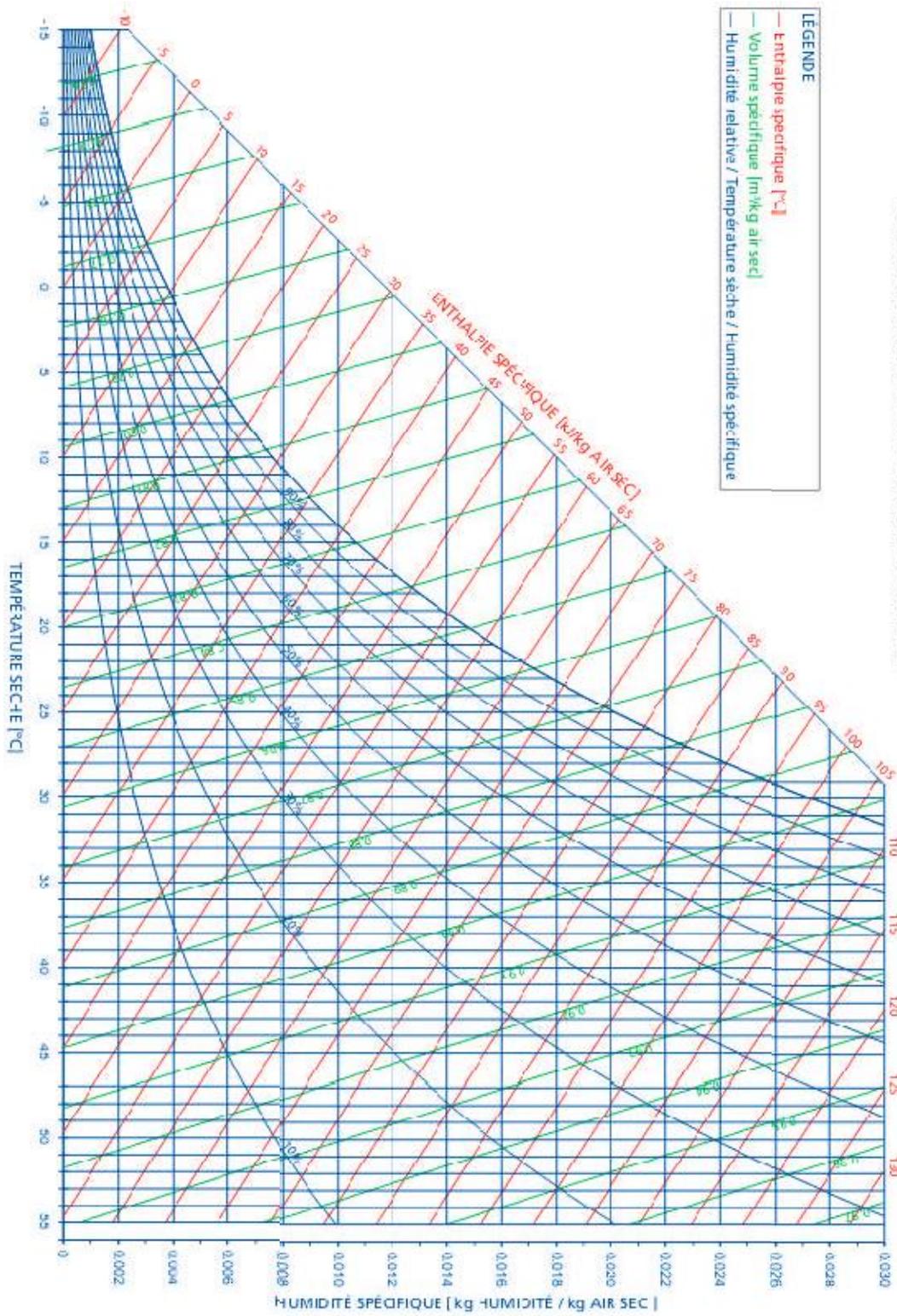
Annexes

A.2.1 : Propriétés physiques de certains corps.

	ρ kg m ⁻³	c_p J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ W m ⁻¹ °C ⁻¹		ρ kg m ⁻³	c_p J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ W m ⁻¹ °C ⁻¹
Métaux et alliages				Matériaux de construction			
Acier au carbone	7833	465	54	Ardoise	2400	879	2,2
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	7864	460	20	Basalte	2850	881	1,6
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	7816	460	16,3	Béton caveux	1900	879	1,4
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	7864	460	13	Béton plein	2300	878	1,75
Alumine			29	Bitume (cartonné)	1050	1305	0,23
Aluminium	2707	896	204	Bois feuillus légers	525	3143	0,15
Argent	10525	234	407	Bois feuillus mi-lourds	675	3156	0,23
Bronze 75%Cu, 25%Sn	8800	377	188	Bois feuillus très légers	375	3147	0,12
Bronze 92%Cu, 8%Al	7900	377	71	Bois résineux légers	375	3147	0,12
Carbone graphite	2250	707	147	Bois résineux mi-lourds	500	3160	0,15
Carbure de silicium			13	Bois résineux très légers	375	3147	0,12
Chromé	2118	7160	449	Brique terre cuite	1800	878	1,15
Constantan 60% Cu, 40%Ni	8922	410	22,7	Calcaire dur	2450	882	2,4
Cuivre	8954	383	386	Calcaire tendre	1650	879	1
Cupronickel 70%Cu, 30%Ni	8900	377	29,3	Carrelage	2400	875	2,4
Duralumin	2787	883	164	Contre-plaqué okoumé	400	3000	0,12
Etain	7304	226	64	Contre-plaqué pin	500	3000	0,15
Fer	7870	452	73	Granite	2600	881	3
Fonte	7849	460	59	Gravier (vrac)	1800	889	0,7
Laiton 70%Cu, 30%Zn	8522	385	111	Grès	2500	880	2,6
Magnésium	1740	1004	151	Lave	2350	881	1,1
Or	19300	128	312	Marbre	2700	881	2,5
Platine	21400	140	69	Plâtre	1440	840	0,48
Plomb	11373	130	35	Schiste	2400	879	2,2
Sodium liquide	930	1381	84,5	Matériaux isolants			
Titane	4500	523	20,9	Balsa	140		0,054
Tungstène	19350	134	163	Coton	80	1300	0,06
Zinc	7144	384	112	Kapok			0,035
Matériaux divers				Laine de roche	20	880	0,047
Amiante	575	1046	0,15		55	880	0,038
Asphalte	2115	920	0,062		135	880	0,041
Caoutchouc (naturel)	1150		0,28	Laine de verre	8	875	0,051
Caoutchouc (vulcanisé)	1100	2010	0,13		10	880	0,045
Carton	86	2030	0,048		15	880	0,041
Cuir	998		0,159		40	880	0,035
Glace	920	2040	1,88	Liège expansé	120	2100	0,044
Plexiglass	1190	1465	0,19	Moquette	200	1300	0,06
Porcelaine	2400	1088	1,035	Polyuréthane (mousse)	32	1300	0,03
Polyéthylène	929	1830	0,46		50	1360	0,035
PVC	1459	930	0,21		85	1300	0,045
Sable	1515	800	0,2-1,0	PVC (mousse rigide)	30	1300	0,031
Téflon	2170	1004	0,25		40	1300	0,041
Terre mouillée	1900	2000	2	Polystyrène expansé	12	1300	0,047
Terre sèche	1500	1900	1		14	1300	0,043
Verre	2300	837	1,05		18	1300	0,041
Verre Pyrex	2220	728	1,13	Styrofoam	30		0,032

Annexes

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE



Annexes

A .1.3 : Propriétés et caractéristiques de quelques fluides frigorigènes .

Tableau 3.1 – Nomenclature et valeurs des GWP et ODP (d'après la norme EN 378 complétée) ainsi que masse molaire de quelques fluides frigorigènes (les HFC, HC et fluides naturels sont en caractères gras et les HCFC en italiques).

Fluide	Groupe	Description	Formule	Masse molaire (g.mol ⁻¹)	GWP ₁₀₀ (kg eq. CO ₂)	ODP	
		Composition massique					
R-11	CFC	A1	Trichlorofluorométhane	CCl ₃ F	137,4	4 000	1
R-12	CFC	A1	Dichlorofluorométhane	CCl ₂ F ₂	120,9	8 500	1
R-134a	HFC	A1	1,1,1,2-Tétrafluoroéthane	CF₃CH₂F	102	1 300	0
R-152a	HFC	A2	1,1-Difluoroéthane	CHF₂CH₃	66	140	0
R-413A	HFC	A1/A2	R-600a/218/134a (3/9/88)	C ₄ H ₁₀ + C ₃ F ₈ + CF ₃ CHF ₂	104	3 100	0
R-502	CFC	A1	R-22/115 (48,8/51,2)	CHClF ₂ + CF ₃ CClF ₂	111,7	5 600	0,33
R-404A	HFC	A1/A1	R-125/143a/134a (44/52/4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ H ₃ + CF ₃ CH ₂ F	97,6	3 800	0
R-22	<i>HCFC</i>	<i>A1</i>	<i>Chlorodifluorométhane</i>	<i>CHClF₂</i>	86,5	1 700	0,055
R-407C	HFC	A1/A1	R-32/125/134a (23/25/52)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	86,2	1 600	0
R-410A	HFC	A1/A1	R-32/125 (50/50)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	72,6	1 900	0
R-417A	HFC	A1/A1	R-600/125/134a (3,4/46,6/50)	C ₄ H ₁₀ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	106,7	2 140	0
R-507	HFC	A1/A1	R-125/R-143a (50/50)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃	98,8	3 800	0
R-717	Naturel	B2	Ammoniac	NH ₃	17	0	0
R-723				NH ₃ + DME	23		
R-32	HFC	A2	Difluorométhane	CH ₂ F ₂	50	650	0
R-125	HFC	A1	Pentafluoroéthane	CF ₃ CHF ₂	120	3 200	0
R-13	CFC	A1	Chlorotrifluorométhane	CClF ₃	104,5	11 700	1
R-503	CFC	A1	R-13/R-23 (59,9/40,1)	CCl ₂ F ₂ + CHF ₃	87,3	11 900	0,6
R-23	HFC	A1	Trifluorométhane	CHF ₃	70	12 100	0
R-508A	HFC	A1	R-23/116 (39/61)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	100,08	12 300	0
R-508B	HFC	A1	R-23/116 (46/54)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	95,4	12 300	0
Isocéon 89	HFC		R-125/218/290(86/9/5)	CF ₃ CHF ₂ + C ₃ F ₈ + CH ₃ CH ₂ CH ₃	113,9		0
R-600	HC	A3	Butane	C ₄ H ₁₀	58,1	3	0
R-600a	HC	A3	Isobutane	CH(CH ₃) ₃	58,1	3	0
R-290	HC	A3	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44	3	0
R-744	Naturel	A1	Dioxyde de carbone	CO ₂	44	1	0
R-1150	HC	A3	Éthylène	CH ₂ CH ₂	28,1	0	0

Résumé

Parmi les machines ayant un rôle primordial dans l'activité industrielle, on distingue les machines frigorifiques. Dans le présent travail qui a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de l'entreprise CEVITAL unité d'Elkseur Bejaia, notre étude s'est fondée sur l'étude et dimensionnement d'une machine frigorifique. Pour ce faire nous avons opté pour un bilan thermique de la chambre froide, une analyse thermodynamique de l'installation existante et de la nouvelle installation en faisant une étude comparative entre deux fluides frigorigènes R404A et R-134a.

Abstract

Among the machines with a primary role in the industrial activity, one distinguishes the refrigerating machines. In the present work which was realized at the end of a practical internship carried out within the company CEVITAL unit of Elkseur Bejaia, our study was based on the study and dimensioning of a refrigerating machine. To do this, we opted for a heat balance of the cold room, a thermodynamic analysis of the existing installation and the new installation by making a comparative study between two refrigerants R404A and R-134a.