

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

MAHMOUDI SYPHAX

SMAIL TINHINANE

Thème

**ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UNE CHAMBRE
FROIDE (CEVITAL -BEJAIA)**

Soutenu le 14/10/2020 devant le jury composé de:

Mr H.ALI AGHA

Président

Mr A.DJERRADA

Rapporteur

Mr .N.BOUTALBI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciements

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements

Nous remercions le dieu le tout puissant de nous avoir donné le courage et la force de donner le meilleur de nous-mêmes et le courage de mener ce travail.

Nous tenons en premier lieu à exprimer notre profonde reconnaissance à notre encadreur Mr : **DJERRADA Abderrahmane** pour son encadrement au sens propre du terme, puis pour nous avoir fait confiance et pour nous avoir accompagné, encouragé au cours de notre cursus.

Nous remercions aussi aux ingénieurs de Cevital département margarine particulièrement Mrs : **MELAZYousef, et ROUGOU Hicham.**

Nous tenons également à remercier les membres du jury d'avoir consacré leurs temps à la lecture et la correction de ce mémoire.

Nos remerciements les plus vifs vont tout particulièrement à nos parents en qui nous avons puisé tout le courage, la volonté et la confiance, nous leur serons éternellement reconnaissants.

Enfin, nous n'omettrons jamais d'exprimer toute notre gratitude tous les membres du département génie mécanique de l'université de Bejaia, que ce soit enseignants ou cadres administratifs, qui de près ou de loin n'ont épargné aucun effort pour que notre formation et nos travaux se terminent dans des bonnes conditions.

Dédicace

Je dédie aimablement ce modeste travail à mes précieux parents qui m'ont soutenu durant toute ma formation et qui mon souhaité la réussite dans ma vie.

A mon grand- père que dieu l'accueil dans son vaste paradis et ma cher grand-mère que nulle dédicace ne puisse exprimer mes sincères sentiments et mon éternelle gratitude, pour leur patience illimitée, leur encouragement continu, leur aide.

En témoignage de mon profond amour et respect pour leurs grands sacrifices

A mes sœurs Milane, Nadine et Yasmine

A mon frère Fatah

A mes cousin Mounir, Anis, Nordine, Salim, Aissa, Samir, Nassim que dieu le accueil dans son vaste paradis, Adam, Said

A mes cousines Sara, chana, Lyna, Loubna, Lynda, Mina

A ma cher amie Kahina

A mon ami Samir

Ainsi tous mes camarades de la promotion

A mon binome Syphax.

Tinhinane.S

Dédicace

Je dédie aimablement ce modeste travail a mes précieux parents qui m'ont soutenu durant toute ma formation et qui mon souhaité la réussite dans ma vie.

En témoignage de mon profond amour et respect pour leurs grands sacrifices

A mes sœurs,Cylia, Terbah ,Baya et Fadila

A mon frère Missipssa

A ma chère amie Kahina

Ainsi tous mes camarades de la promotion

A mon binome Tinhinane.

Syphax.M

Sommaire

Introduction générale

INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

Chapitre I: Présentation du complexe CEVITAL

I.1 Historique.....	3
I.2 Situation géographique	3
I.3 Activités de CEVITAL	3
I.4 Missions et objectifs.....	4
I.6 Unité Margarinerie	5
I.6.1 Gamme des produits	6

Chapitre II: Revue bibliographique sur le froid industriel

II.1 Introduction.....	7
II.2 Bref historique	7
II.3 Domaines d'Application du froid	8
II.4 Technique de conservation par le froid	8
II.5 Mode de production du froid	9
II.6 Machine frigorifique	11
II.6.1 Classification des machines frigorifiques	12
II.6.1.1 Classification selon l'énergie Absorbée	12
II.6.1.2 Classification selon le mode de fonctionnement	13
II.7 Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur	15
II.7.1 Composant d'une machine frigorifique à compression mécanique.....	17

II.7.1.1 Organes principaux	17
II.7.1.2 Organes annexes.....	25
II.7.1.3 Tuyauterie frigorifique	26
II.8 Thermodynamique du froid	27
II.9 Fluide frigorigène	33
II.9.1 Nomenclature et classification	33
II.9.1.1 Composés inorganiques	33
II.9.1.2 Composés organiques.....	34
II.9.2 Domaine d'application.....	36
II.9.3 L'impact du fluide frigorigène sur l'environnement	37
II.9.4 Critère de choix d'un fluide frigorigène	40
II.10 Conclusion	41

Chapitre III : Présentation du projet

III.1 Problématique	42
III.2 Description du projet	42
III.2.1 Lieu de l'installation	42
III.2.2 Dimensions de la chambre	43
III.2.3 Température de la chambre	43
III.2.4 Schéma de la chambre froide.....	43
III.2.5 Isolation de la chambre froide	44
III .2 .5.1 Généralités sur l'isolation	44
III.2.5.2 Types d'isolants	44

III.2.6 L'isolation de la chambre relative au projet.....	46
III.3 Description de l'installation.....	46

Chapitre IV : Bilan thermique de la chambre froide et analyse thermodynamique

Première partie : Bilan thermique de la chambre froide

1. Introduction.....	50
2. Charges thermiques de la chambre froide	50
2.1 Charges thermiques externes	50
2.2 Charges thermiques internes	52
2.3 Charges thermiques globales de la chambre froide	55
2.4 Charges thermiques non chiffrables	56
3. Calcul des charges thermiques	56
3.1 Calcul des charges thermiques pour la chambre froide à température de 10°C.....	56
3.1.1 Calcul des charges thermiques externes.....	57
3.1.2 Calcul des charges thermiques internes	61
3.2 Calcul des charges thermiques pour la chambre froide à température 20°C.....	62
3.2.1 Calcul des charges thermiques externes	63
3.2.2 Calcul des charges thermiques internes	66
3.2.3 Charge totale des deux chambres	67
3.2.4 La puissance frigorifique	68

Deuxième partie : Analyse thermodynamique de l'installation

1. Bilan énergétique de la machine frigorifique	69
1.1 Simulation et analyse des données.....	69

1.2 Bilan énergétique du groupe frigorifique	71
Conclusion générale.....	74

Listes des figures

Figure I.1 : Plan de masse de CEVITAL.....	4
Figure I.2: Structure de département margarine.....	5
Figure II.I : Principe d'une machine frigorifique.....	11
Figure II.2: Cycle d'une machine ditherme.....	12
Figure II.3: Cycle tritherme.....	13
Figure II.4: Types des machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène.....	15
Figure II.5 : Machine frigorifique à compression de vapeur	16
Figure II.6: Diagramme de référence d'une machine frigorifique a compression de vapeur.	17
Figure II.7: Compresseur a piston	18
Figure II.8: Compresseurspiral.....	19
Figure II.9: Les deux types des compresseurs à vis.....	20
Figure II.10: Rôle du condenseur dans le circuit frigorifique.....	21
Figure II.11: Détendeur capillaire.....	22
Figure II.12 : Détendeur thermostatique à égalisation de pression Externe.....	23
Figure II.13 :cycle de carnot inverse.....	29
Figure II.14: Les cycles frigorifiques.....	31

Figure II.16: Réchauffement de l'atmosphère par effet de serre.....	40
Figure III.1 : Schéma 3D de la chambre froide.....	43
Figure III.2: Description d'un système frigorifique fermé.....	47
Figure III. 3 : Schéma de l'installation et refroidissement d'eau.....	48
Figure IV.1: Nombre de renouvellement d'air en fonction du volume de la chambre froide..	52
Figure IV.2 : Introduction des données.....	75
Figure IV.3 : Cycle thermodynamique du R134a.....	76
Figure IV.4 : caractéristiques thermodynamiques des différents points duc cycle.....	77

Liste des tableaux

Tableau II.1: Quelques phénomènes du transfert thermique.....	13
Tableau II.1: Exemple de quelques désignations des corps pur.....	35
Tableau II.2 : les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisé.....	36
Tableau II.4 : valeurs d'ODP et GWP de quelques fluides frigorigènes.....	39
Tableau III.1 : les dimensions des deux chambres.....	43
Tableau III.2: différents températures des chambres.....	43
Tableau IV.1: Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.....	54
Tableau IV.2 : Conductivité thermique et épaisseur de chaque matériau utilisé.....	57
Tableau IV.3 : résistance thermique superficiel des parois vertical d'une chambre froide..	57
Tableau IV.4 : Resistance superficielle des parois horizontale.....	59
Tableau IV.5: Quantitéde chaleur totale échangée à travers les parois (Qptot1).....	60
Tableau IV.6: Quantité de chaleur échangée à travers les parois(Qptot2).....	65

NOMENCLATURE

Cp	: Chaleur massique à pression constante (J/kg k)	
e	: Epaisseur(m)	
Ec	: Energie cinétique	(J)
Ep	: Energie potentiel	(J)
h	: Enthalpie massique (J/kg)	
H	: Hauteur(m)	
he	: Coefficient de transfert de chaleur par convection externe (W/m ² K)	
hi	: Coefficient de transfert de chaleur par convection interne	(W/m ² K)
h ^s	:Enthalpie spécifique de l'air sec(J/kg)	
K	: Coefficient global d'échange thermique (W/m ² k)	
l	: Largeur(m)	
L	: Longueur (m)	
m	: Masse (kg)	
M	: Masse molaire (g/mol)	
nr	: Nombre de renouvellement d'air	
P	: Puissance(W)	
Q	: Chaleur massique(J/kg)	
qm	: Débit massique (kg/s)	
R	: Resistance thermique superficielle(m ² K/W)	
s	:Entropie spécifique (Massique)	(J/kg K)
S	: Surface (m ²)	
t	: Temps(s)	
T	: Température (K)	
U	: Energie interne	(J)
V	: Volume	(m ³)
V ^s	: Volume spécifique de l'air sec	(m ³ /kg)
W	: Travail	(J)

Symboles grecs :

$(\eta_s)_c$: Rendement isentropique de la compression

$\eta_{\text{éle}}$: Rendement électrique

θ : Température (K)

λ : Conductivité thermique (W/m K)

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

Ψ : Humidité relative

Φ : Puissance thermique (W)

Indices principaux

0 : Evaporation

a : Air

a.s : Air sec

c : Chaud

cf : Chambre froide

d : Denrées

e : Externe

ea : eau

éc: électrique

e_{ff} : effectif

F : froid

FF : fluide frigorigène

i : interne

K : condenseur

p: paroi

per: personnelle

r,a : renouvellement d'air

rév : réversible

Sup : supplémentaire

v: ventilateur

Introduction générale

Le froid trouve des nombreuses applications dans des domaines très variées (industrie agroalimentaire, médecine, confort thermique, pétrochimie...).

Le confort humain exige la présence d'une source frigorifique (conditionnement d'air, centrale de climatisation ou climatisation individuel).

Certains process industrielles exigent une ambiance particulière (industrie textile, industrie pharmaceutique) car ils exigent une ambiance sèche faible teneur d'eau, d'où la nécessité d'une climatisation industrielle.

Et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limité le gaspillage des produits ce qui accorde un élargissement des échanges.

Dans le but d'assurer l'alimentation de la population sans cesse croissant exige des efforts réalisés pour accroître les productions alimentaires soient accompagnés d'initiatives destinées à réduire sinon à éliminer les pertes.

L'être humain a depuis toujours su utilisé les sources frigorifiques naturelles dont il dispose, eau des puits et l'air extérieur comme agent de refroidissement, par contre lorsqu'il est nécessaire de descendre à des températures inférieures à celle de ses deux agent (air, eau) nous sommes obligé de faire appel à une production de froid mécanisée.

Plus récemment avec l'avancement des connaissances en électricité la production du froid se développa rapidement, mais le seul procédé actuellement développé à l'échelle industriel et la vaporisation d'un liquide en circuit fermé utilisant une compression mécanique.

Ce travail consiste à donner une synthèse bibliographique sur le froid industriel en général et les fluides frigorigènes ; mais le plus important de ce travail est de faire une présentation, et un bilan thermique de la chambre froide qui se trouve au sein de l'entreprise Cevital Bejaia, département margarine pour en assuré la réfrigération des deux compartiments avec un seul groupe frigorifique.

Afin de mieux organiser notre travail nous avons opté pour un plan de travail allant de la générale au particulier, scindé en quatre chapitres et devancés par une introduction générale dans laquelle nous avons décrit l'importance de cette étude.

Le premier chapitre introductif représente l'entreprise relatif au projet ; le deuxième chapitre est consacré à des définitions et des généralités concernant le froid industriel qui comporte 3 sections, la première des généralités concernant le froid, domaine d'application et les différents modes de production, le deuxième point important est la machine frigorifique et ses classifications, on se basant sur la machine à compression mécanique de vapeur, en dernière section nous abordant la partie des fluides frigorigènes.

Le troisième chapitre est dédié à la présentation du projet (description de la chambre froide, température souhaité, isolation, ainsi l'installation utilisée)

Le quatrième est le dernier chapitre est répartie en deux parties :

La première partie : consacrée pour la détermination et le calcul des charges thermiques.

La deuxième partie : faire une analyse thermodynamique de l'installation.

L'objectif de cette démarche est d'obtenir des meilleurs performances de l'installation et d'assurer la disponibilité du froid quelque soit les conditions de fonctionnement de l'installation, afin de satisfaire les besoins de l'entreprise.

Chapitre I : Présentation du complexe CEVITAL

I.1 Historique :

CEVITAL est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaia et s'étend sur une superficie de 45000m².

CEVITAL contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à satisfaire le marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité.

I.2 Situation géographique :

CEVITAL est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 km du sud ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport. (Voir plan de masse)

I.3 Activités de CEVITAL :

Lancé en Mai 1998, le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998.

En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue fonctionnelle en Août 1999. L'ensemble des activités de CEVITAL est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre et se présente comme suit :

- Une raffinerie d'huile.
- Une unité de conditionnement d'huile.
- Une margarinerie.
- Une raffinerie de sucre.
- Une unité de fabrication d'emballage.
- Une unité de stockage de céréales.
- Une nouvelle raffinerie de sucre 3000 tonnes/jour.

Et d'autres projets sont en cours d'étude

- Une minoterie et une savonnerie.
- Une unité d'hydrogénation d'huile.
- Un électrolyseur.
- Une centrale thermique.

I.4 Missions et objectifs:

L'entreprise a pour mission principale de développer la production et d'assurer la qualité le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitifs et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser.

Les objectifs visés par CEVITAL peuvent se présenter comme suit :

- L'extension de ses produits sur tout le territoire national.
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail.
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production local de graines oléagineuses

La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production.



Figure I.1 : Plan de masse de CEVITAL.

I.6 Unité Margarinerie :

CEVITAL s'est aussi engagée dans la production de la margarine à partir de 2001, cette unité est équipée de machines allemandes et française telles Schröder et NOVA, sa capacité de production atteint les 600 t/jour.

Le nombre d'employés au sein de cette unité est de 173 répartis sur plusieurs Services, comme le montre la figure suivante :

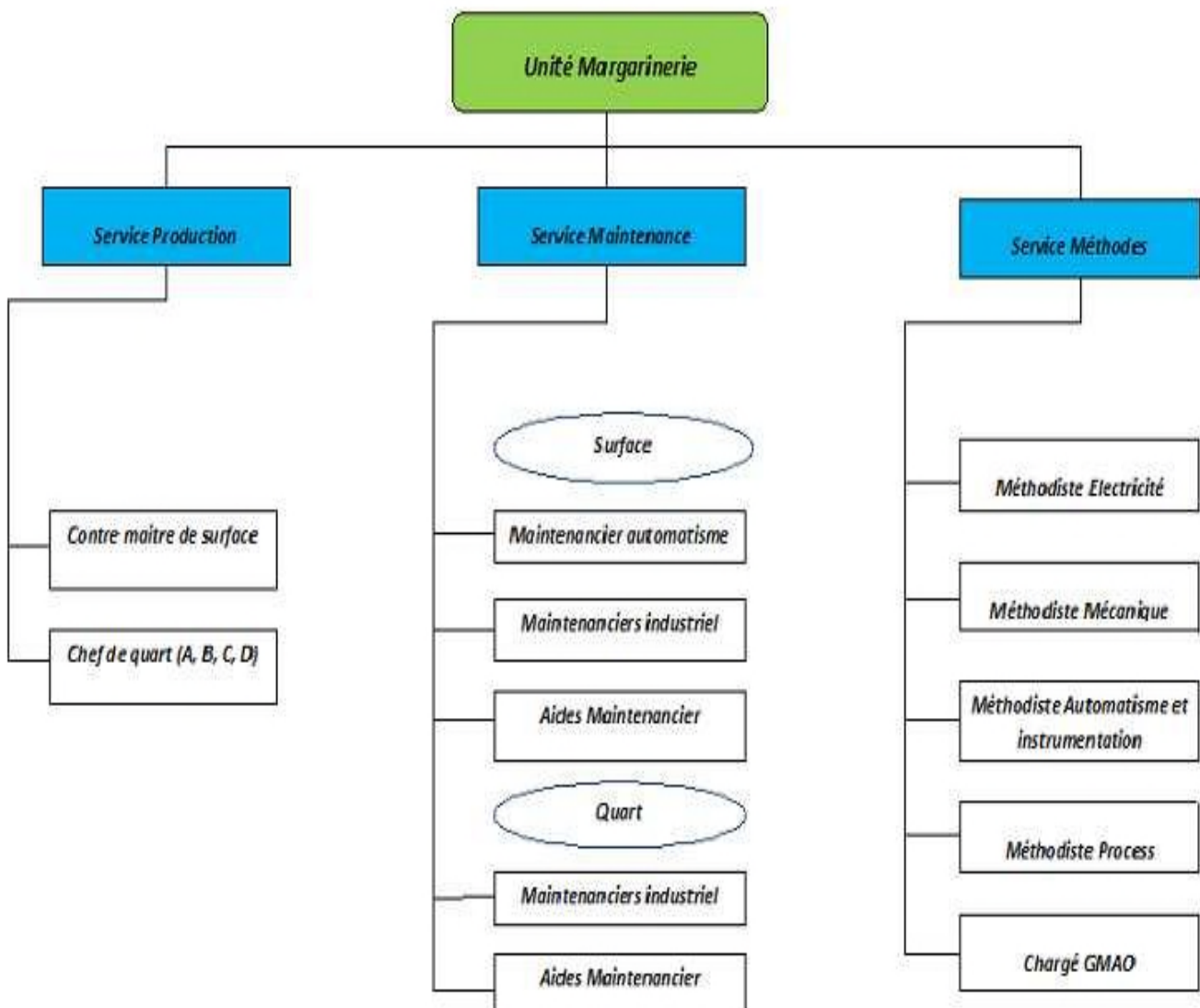


Figure I.2: Structure de département margarine.

I.6.1 Gamme des produits :

- 1- Margarine de table : ‘‘FLEURIAL’’ ;
- 2- Margarine à tartiner : ‘‘MATINA’’ (beurre et margarine) ;
- 3- Margarine de feuilletage : La Parisienne ;
- 4- Margarine SHORTENING (pour boulangerie, pâtisserie) ;
- 5- Graisses végétales pour l’industrie agroalimentaire ;
- 6- Smen et d’Han (MEDINA).

La production de margarine représente une part relativement faible et contribue au chiffre d’affaires à hauteur de 7% soit, 2,5 milliards de dinars.

Chapitre II : Revue bibliographique sur le froid industriel

II.1 Introduction :

Ce chapitre s'intéresse à la mise au point bibliographique concernant le froid industriel. On commencera par un bref historique, puis on définira les différentes techniques de conservation et la production du froid, ainsi la machine frigorifique et ses classifications en se basant sur la machine à compression de mécanique de vapeur et une petite partie sur la thermodynamique de froid, enfin on terminera par la partie des fluides frigorigènes.

II.2 Bref historique :

Très tôt l'homme a constaté que les denrées périssables qu'il utilisait pour se nourrir se conservait beaucoup mieux en hiver que pendant la saison chaude. C'est à partir de ce point que l'homme était préoccupé à rechercher les moyens d'abaisser artificiellement la température pour prolonger la conservation des denrées.

Durant l'antiquité il collectait de la glace naturelle à partir des cours d'eau, des sommets de montagne et des étangs gelés, ensuite il la mettait en réserve dans des cavités souterraines.

Plus récemment au XIX^{ème} siècle (19^{ème}) la production de froid se développa rapidement avec l'avancement des connaissances en électricité.

- 1805 : La première machine frigorifique à compression d'éther est imaginée par l'Américain Evans ;
- 1835 : Un autre Américain, Perkins, réalise à Londres le premier circuit frigorifique avec de l'éther comme fluide frigorigène. Cette machine, qui fabrique de la glace, n'a pas retenu l'attention des industriels. L'industrie du froid ne prend son essor que plusieurs dizaines d'années plus tard, notamment avec l'emploi des moteurs électriques;
- 1844 : Création de la machine frigorifique à air ;
- 1859 : Apparition de la première machine frigorifique à absorption ;
- 1913 : Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition ;
- 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition ;
- 1928 : Découverte des molécules de CFC 12 par Midgley & Henne de la division Frigidaire de General Motors ;

- 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux ;
- 1950 : Démocratisation des réfrigérateurs ;
- 1964 : Les réfrigérateurs à 2 portes font leurs apparitions ;
- Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments ;
- Années 80 : Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs
- Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés ;
- Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement [1].

II.3 Domaines d'Application du froid :

- **Industries mécaniques** : pour le durcissement des matériaux ou le traitement des Surfaces.
- **Domaine médical** : cryochirurgie, conservation de certains produits (organes ...).
- **Industrie alimentaire** : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- **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...
- **Laboratoire d'essai et de recherche** : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- **Production de neige carbonique** : maintien du froid à basse température (-80°C) [2].

II.4 Technique de conservation par le froid :

1) La réfrigération :

La réfrigération consiste à refroidir puis entreposé les aliments à une température basse, proche du point de congélation, mais toujours positive par rapport à celui-ci. Généralement, la température de réfrigération se situe aux alentours de 0°C. A ces températures, la vitesse de développement des microorganismes contenus dans les aliments est ralentie.

La réfrigération est utilisée pour la conservation des aliments périssables à court et moyen terme. La durée de conservation va de quelques jours à plusieurs semaines suivant le produit, la température, l'humidité relative et le type de conditionnement.

2) La congélation :

La congélation est le procédé qui consiste à abaisser la température d'une denrée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution soit transformée en cristaux de glace plus ou moins gros.

Les températures de conservation des produits congelés sont comprises entre -10 et -30 °C et la durée de conservation est fonction de la température de stockage et de la nature des denrées.

3) La surgélation :

La surgélation, encore appelée congélation rapide, consiste à soumettre une denrée à l'action du froid à basse température de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau (Plage de -1°C à -5°C) de la denrée et à abaisser sa température à une valeur suffisamment faible pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible [3].

II.5 Mode de production du froid :

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. Parmi eux il faut retenir :

- ✓ La sublimation d'un solide (cas du CO_2)
- ✓ 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 [4].

a) Sublimation d'un solide :

Cette méthode consiste à le faire passer de l'état solide à l'état vapeur par absorption de chaleur, le cas le plus courant est celui du CO_2 qui à la pression atmosphérique a une température de sublimation de -78.9°C .

b) Détente d'un gaz comprimé :

La détente d'un gaz comprimé repose sur le principe de l'abaissement de la température d'un fluide lors de sa détente (avec ou sans travail extérieur). Cependant, cet abaissement est plus important lors de la détente sans travail extérieur (détente Joule -Thomson : étranglement à travers une vanne) mais il ne faut pas perdre de vue que le refroidissement du gaz détendu aura lieu seulement dans le cas où sa température avant la détente serait inférieure à la température d'inversion de l'effet Joule – Thomson

c) Fusion d'un corps solide :

La fusion d'un corps solide se fait à température constante par absorption de la chaleur latente de fusion du corps considéré, ce procédé discontinu bien que simple présente l'inconvénient de nécessiter une congélation préalable à moins que cet état ne soit disponible à l'état naturel.

d) Refroidissement thermoélectrique (effet Peltier) :

Il est utilisé pour produire de très petites quantités de froid. Il consiste à faire passer un courant continu dans un thermocouple constitué de conducteurs de natures différentes reliés alternativement par des ponts de cuivre.

e) Dissolution de certains sels :

Ce n'est pas un phénomène très utilisé dans l'industrie frigorifique à cause de la nécessité de vaporisation ultérieure de l'eau (récupération du sel).

f) Désaimantation adiabatique :

Consiste en une réorganisation du cortège électronique d'un corps, ce qui permet l'obtention de très basses températures (10^{-2} à 10^{-6} K).

g) Vaporisation d'un liquide en circuit fermé :

Cette méthode reste la plus utilisée pour la production du froid car il permet de le produire par l'absorption de la chaleur à travers un échangeur (évaporateur), la vapeur produite étant ultérieurement liquéfiée dans un autre échangeur (condenseur), le fluide décrit ainsi un cycle au sein d'une machine fonctionnant de manière continue.

II.6 Machine frigorifique :

Une machine frigorifique est définie comme étant un système thermique qui évolue suivant les principes de la thermodynamique destiné à maintenir un local ou un milieu à température inférieure à la température ambiante. On peut également définir la machine frigorifique comme étant un système permettant de réaliser le transfert inverse au sens naturel qui veut dire du milieu froid vers le milieu chaud, une dépense d'énergie sera bien inévitable pour réaliser ce transfert inverse [5].

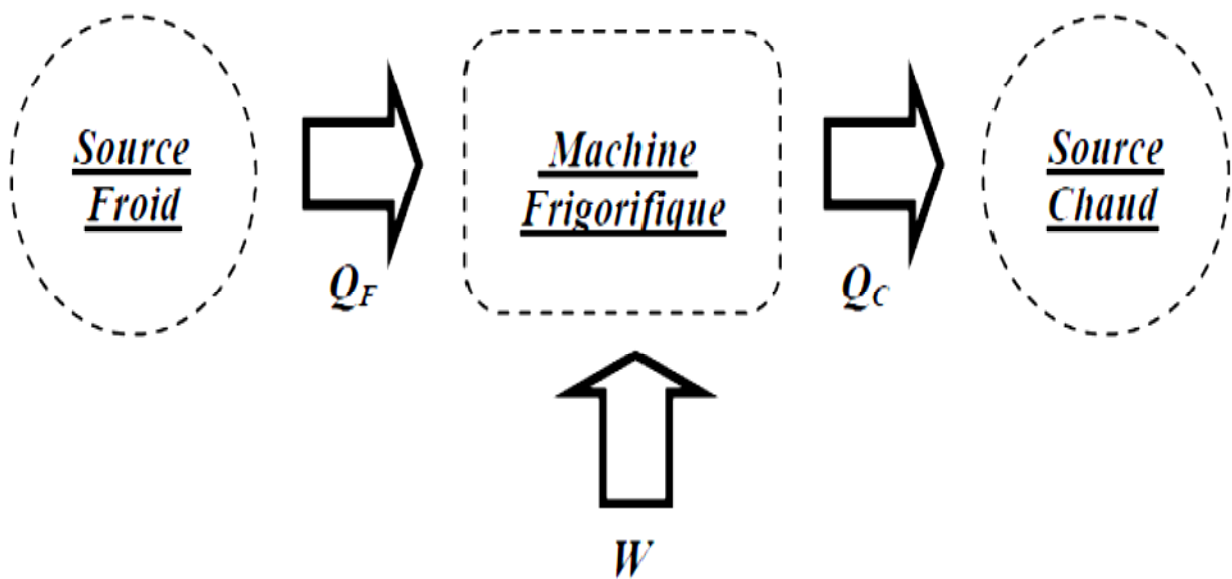


Figure II.1 : Principe d'une machine frigorifique [5].

II.6.1 Classification des machines frigorifiques :

II.6.1.1 Classification selon l'énergie Absorbée :

Selon l'énergie consommée on distingue deux grandes catégories:

- **Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique (ou électrique) :**

Dans ce type des systèmes frigorifiques la consommation de l'énergie mécanique ou électrique est essentiel afin d'effectuer un transfert d'énergie calorifique d'un niveau de température inférieure T_f vers un niveau de température supérieure T_c , système dit au moins ditherme. [1]

Parmi eux deux familles se détachent :

- ✓ Les systèmes à compression de vapeur liquéfiable
- ✓ Les systèmes utilisant les cycles à gaz

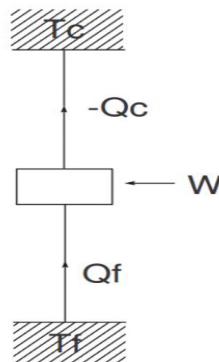


Figure II.2: Cycle d'une machine ditherme [1].

- **Machines frigorifiques consommant de l'énergie calorifique :**

Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique.

Outre la source froide à T_f et la source chaude à T_c ces systèmes mettent en œuvre une troisième source de chaleur intermédiaire T_i , on a donc à faire à des systèmes d'au moins trithermes[6].

- ✓ Les systèmes à absorption
- ✓ les systèmes à adsorption
- ✓ les systèmes à éjection

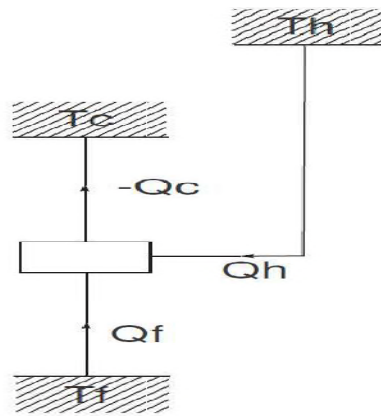


Figure II.3: Cycle d'une machine tritherme [1].

II.6.1.2 Classification selon le mode de fonctionnement :

a) Phénomène de transfert thermique:

Afin d'extraire de la chaleur d'un milieu froid vers un milieu chaud on utilise un fluide frigorigène comme vecteur, celui-ci est la base de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur.

Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide le fluide frigorigène subit en contact d'une source, un phénomène endothermique (qui consomme de la chaleur).

De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur) est utilisé.

Dans la majeure partie des cas, une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial, est décrite. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique [7].

Phénomène endothermique	Phénomène exothermique
Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide
Vaporisation d'un liquide	Condensation en phase solide
Sublimation d'un solide	Condensation d'une vapeur
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur (d'un liquide ou d'un solide)	Absorption d'un gaz ou d'une Vapeur (dans un liquide (absorption), dans un solide (adsorption))
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz

Tableau II.1: Quelques phénomènes du transfert thermique.

b) Machine utilisant la vaporisation d'un frigorigène :

La présentation de ces machines utilisant le phénomène de vaporisation d'un frigorigène, la manière dont les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées permet de distinguer les différents types des machines suivantes :

- **Machine à compression:**

Les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées par un compresseur mécanique. En raison de leurs simplicités et leurs efficacités ces machines sont les plus répandues, consommant exclusivement de l'énergie mécanique.

- **Machine à absorption :**

Le principe de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur).

Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (désorbeur absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant liquide absorbant et une source de chaleur motrice. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (II.4)[8].

- **Machines à adsorption :**

Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la Figure (II.4). Dans le cas le plus simple, la machine comporte les composants suivants

- un adsorbeur contenant l'adsorbant solide, en contact avec une source chaude, il joue pour le cycle à adsorption, le rôle joué par le compresseur (aspiration et compression) dans un cycle à compression de vapeur.

- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans lequel le réfrigérant se condense à la pression de condensation.

- Un réservoir, qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur.

- Une vanne de détente V3.

- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à pression d'évaporation.

- Deux clapets anti-retour V1 et V2 [9].

- **Machine à éjection :**

Dans ce type de machines frigorifique, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Celui-ci fonctionne grâce à l'énergie cinétique de la vapeur motrice (généralement de même nature que la vapeur de frigorigène) qui, par l'injecteur, pénètre dans la partie convergente de l'éjecteur. La compression du mélange des vapeurs motrices et de frigorigène s'effectue dans la partie divergente, ces systèmes ont une application assez rare.

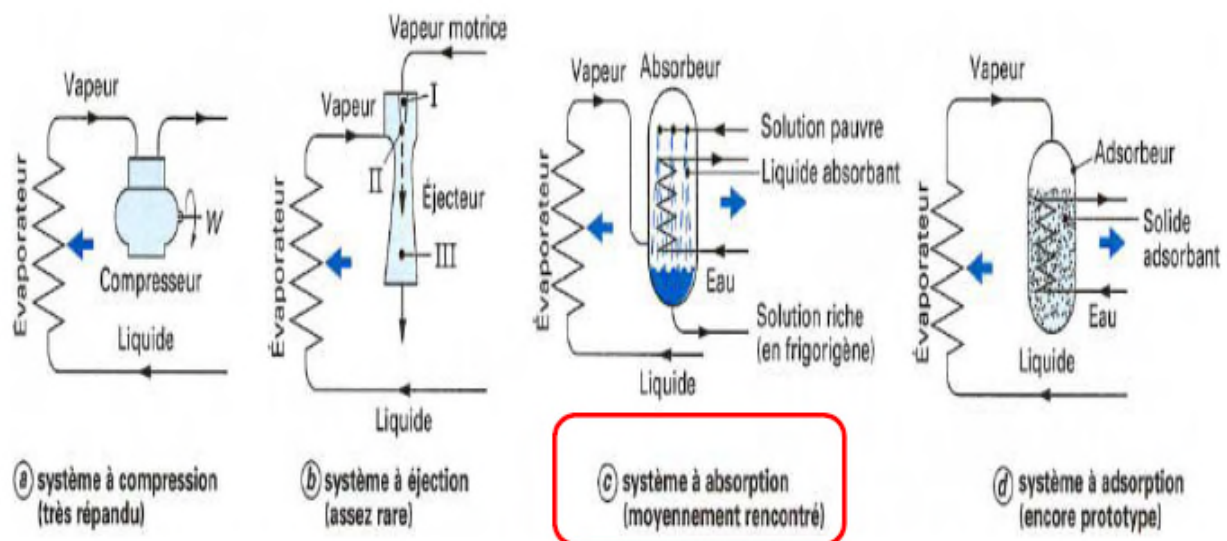


Figure II.4: Types des machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène[8].

Le type de machine frigorifique qui nous intéresse dans notre étude est actuellement la plus répandue : c'est la machine frigorifique à compression mécanique.

II.7 Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur :

L'installation frigorifique à compression illustrée par la figure (II.5) est la machine qui est la plus fréquemment utilisée 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.

Grâce 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 côté chaud[10].

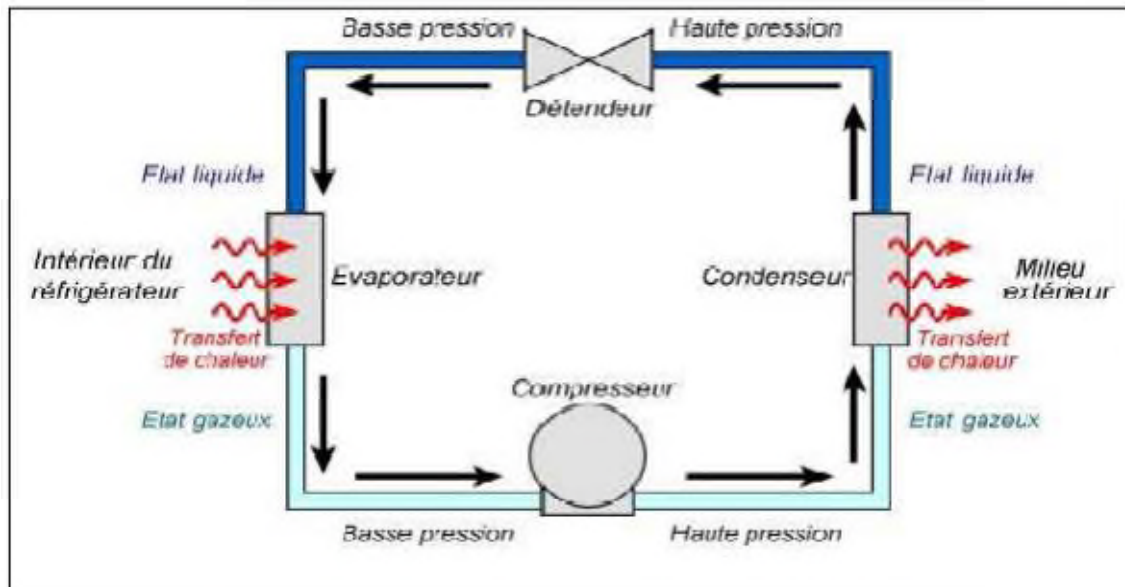


Figure II.5 : Machine frigorifique à compression de vapeur [19].

Le fonctionnement de ce type de machine est assuré par la circulation du fluide frigorigène en passant par les étapes suivantes :

- Le fluide frigorigène se vaporise à basse température et pression au niveau de l'évaporateur en absorbant une quantité de chaleur Q_0 du milieu à refroidir (air, eau) à pression constante. Cette vaporisation s'effectue en deux étapes :
 - L'évaporation du fluide frigorigène liquide (aspiration de chaleur latente)
 - La surchauffe de la vapeur (aspiration de la chaleur sensible)
- Le compresseur aspire le fluide frigorigène issu de l'évaporateur à bas niveau de température et pression et le comprime à haut niveau, ensuite le refoule vers le condenseur.
- Cet échangeur de chaleur permettra l'évacuation de la chaleur contenu dans le fluide en ce liquéfiant, cette condensation est obtenue par refroidissement en contact avec un fluide intermédiaire (l'air, l'eau). Cette évacuation s'effectue en 3 étapes :
 - La désurchauffe des vapeurs du fluide (évacuation par chaleur sensible)
 - La condensation (évacuation par chaleur latente)
 - Le sous refroidissement (évacuation par chaleur sensible)
- Au niveau de l'organe de détente le liquide est détendu de la HP à la BP cette détente est accompagnée d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une

partie du fluide frigorigène liquide, le mélange liquide - vapeur détendu et renvoyé vers l'évaporateur et le cycle recommence.

L'ensemble du cycle peut être représenté sur le diagramme suivant :

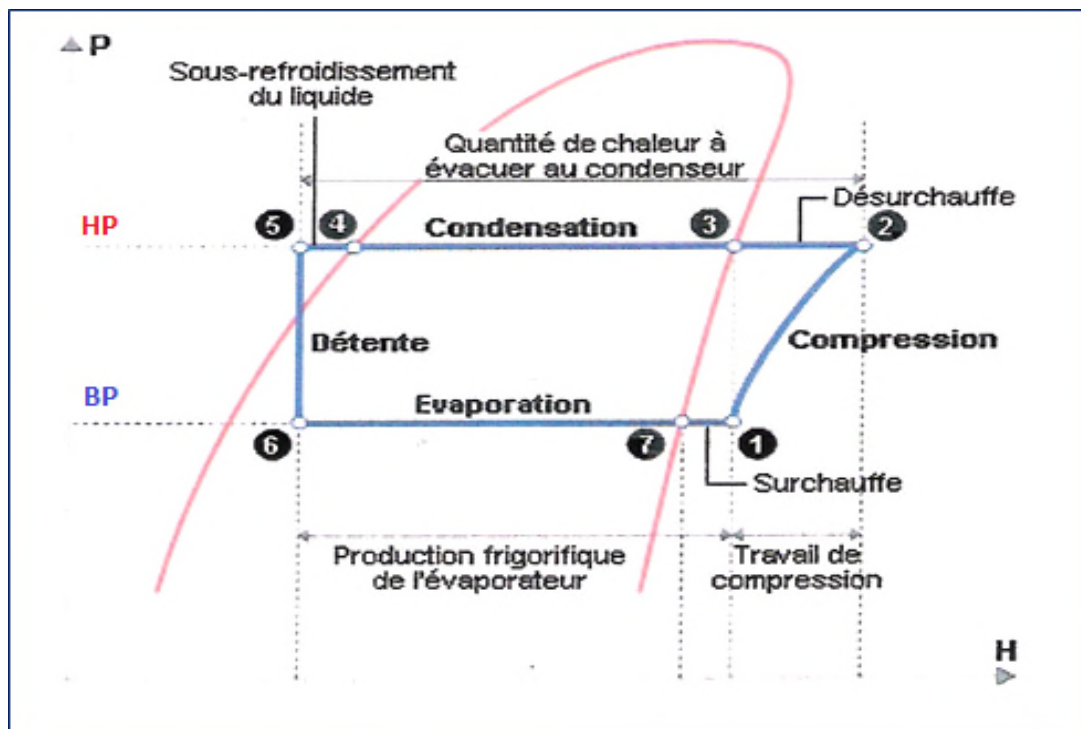


Figure II.6:Diagramme de référence d'une machine frigorifique à compression de vapeur [11].

II.7.1 Composant d'une machine frigorifique à compression mécanique :

II.7.1.1 Organes principaux :

La conception d'une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur passe par une étape de dimensionnement et de sélection des composants de cette installation, Parmi eux il y en a quatre qui jouent un rôle important.

- ✓ Compresseur
- ✓ Condenseur
- ✓ Détendeur
- ✓ Evaporateur

A. Compresseur :

Le compresseur est considéré comme étant le cœur de l'installation son rôle principale est de comprimer et pressuriser le fluide frigorigène d'un niveau de pression d'évaporation basse à un niveau de pression de condensation élevée et de fournir le débit nécessaire (débit massique) pour la puissance frigorifique requise[12,13].

On distingue 3 types de compresseur utilisé pour la production du froid :

- ✓ Compresseur à piston
- ✓ Compresseur à vis
- ✓ Compresseur scroll

a) Compresseur à piston :

On utilise un ou plusieurs pistons coulissants de manière étanche dans un cylindre pour comprimer le fluide frigorigène, admis dans le cylindre par l'intermédiaire d'un clapet ou d'une soupape, grâce à l'aspiration provoquée par le recul du piston.

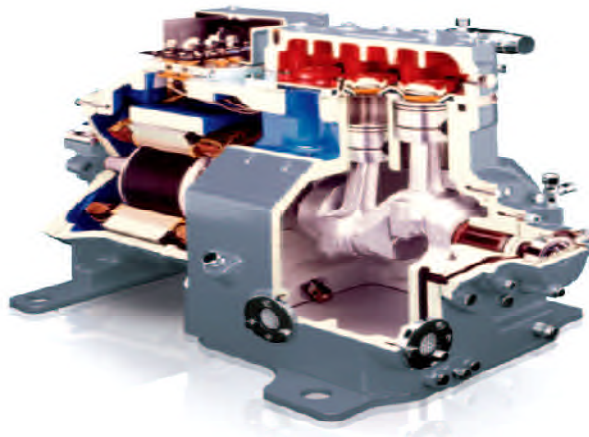


Figure II.7: Compresseur a piston [12]

b) Compresseur scroll:

Un rotor sous forme de spirale comprime le gaz en continu en tournant autour d'une autre spirale fixe.



Figure II.8: Compresseur spiral.

c) Compresseur à vis :

Une vis sans fin tourne pour comprimer le gaz entre le cylindre et une pièce rotative qu'elle entraîne. C'est un type de compresseurs, généralement multi-étagé, destiné à des applications spécifiques et utilisés pour de grandes puissances, et c'est le types de compresseur qui nous intéresse dans cette installation.

On distingue deux types de compresseurs à vis, les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (birotors) :

- **Compresseur mono vis :**

Ces compresseurs se composent d'un rotor cylindrique entraînant rainuré hélicoïdalement et de deux satellites entraînés. Le tout est logé dans un carter avec un très faible jeu.

Le principe de fonctionnement du compresseur mono vis :

- Phase d'aspiration : le fluide frigorigène remplit les rainures du rotor.
- Phase de compression : au fur et à mesure de la rotation, le fluide est emprisonné entre les rainures du rotor et les dents du satellite, le volume diminue et la pression augmente.

- **Compresseur à vis birotor :**

Ce type de compresseur est le plus courant, il comporte deux rotors à dentures Hélicoïdales (un rotor mâle est un rotor femelle) usiné en hélice, tournant à grande vitesse. Le rotor mâle formant les lobes est entraîné par le moteur et entraîne à son tour le rotor femelle qui forme des alvéoles.

Pendant la rotation, les alvéoles jouent le rôle d'un cylindre dont le volume du gaz frigorigère se réduit progressivement alors que les lobes jouent le rôle du piston.

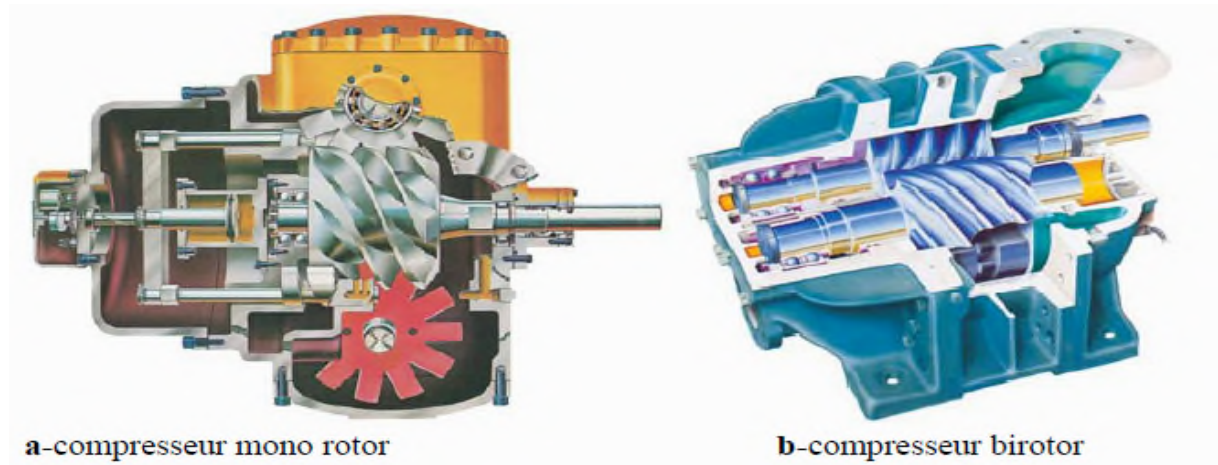


Figure II.9: Les deux types des compresseurs à vis

B. Condenseur :

C'est un échangeur thermique qui permet la liquéfaction des vapeurs surchauffés issue du compresseur en liquide sous refroidi en cédant la chaleur recueillie comprenant :

- La désurchauffe des vapeurs de fluide frigorigère (évacuation par chaleur sensible – tronçon AB)
- la condensation des vapeurs (évacuation par chaleur latente – étape principale – tronçon BC)
- le sous refroidissement du fluide frigorigère liquide (évacuation par chaleur sensible tronçon CD)

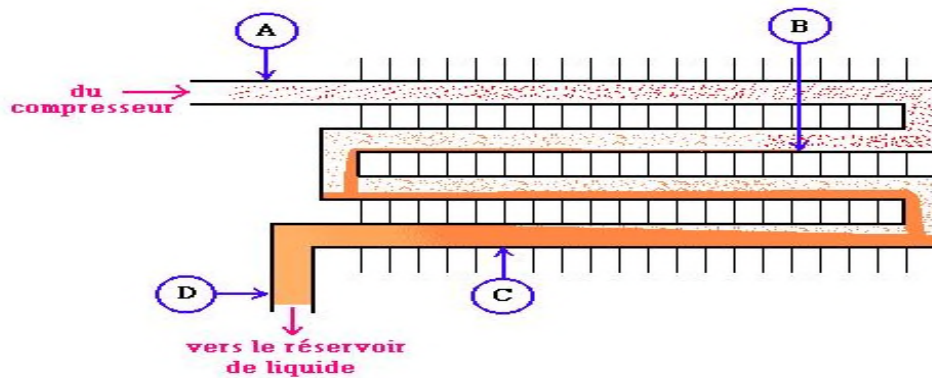


Figure II.10: Rôle du condenseur dans le circuit frigorifique.

Le fluide peut être refroidi avec un ventilateur pour les condenseurs à air ou avec l'eau perdu ou une tour de refroidissement pour les condenseurs à eau [14].

a) Condenseurs à air :

Dans ce type d'échangeur les gaz surchauffés cèdent la chaleur au contact avec l'air et se condensent. On distingue deux types de condenseur à convection naturelle et à convection forcée.

$$\text{Côté fluide frigorigène : } \Phi_k = q_{mFF} \cdot \Delta h_{FF} \quad (\text{II.1})$$

$$\text{Côté air : } \Phi_k = q_{ma} \cdot \Delta h_a \quad (\text{II.2})$$

$$\text{Côté échangeur : } \Phi_k = K \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{II.3})$$

b) Condenseurs à eau :

Ce type de condenseur utilise l'eau comme caloporteur pour assurer la liquéfaction du fluide frigorigène, il représente l'avantage d'avoir un coefficient d'échange global plus élevé contrairement au condenseur à air. On cite parmi ce type d'échangeur :

- Condenseurs horizontaux multitubulaires
- Condenseurs verticaux multitubulaires
- Condenseurs coaxiaux
- Condenseurs à plaques

La puissance calorifique échangée entre les deux fluides est donnée par les relations suivantes :

$$\text{Côté eau : } \Phi_k = q_{mea} \cdot C_{ea} \cdot \Delta T_{ea} \quad (\text{II.4})$$

$$\text{Côté échangeur: } \Phi_k = K \cdot S \cdot (\theta_k - \theta_{ea}) \quad (\text{II.5})$$

C. Détendeur :

Le détendeur est un élément passif du circuit frigorifique mais joue un rôle important car il permet de réduire la pression du fluide frigorigène avant son introduction dans l'évaporateur afin de permettre sa vaporisation à basses températures, il est aussi destiné à réguler la quantité arrivée à l'évaporateur en fonction des besoins [4].

Suivant le principe de fonctionnement de l'évaporateur on distinguera :

- ✓ Les dispositifs alimentant l'évaporateur noyé
- ✓ Les dispositifs alimentant l'évaporateur à détente sèche

Les détendeurs pour évaporateur sèche sont regroupés en 3 types :

- ✓ Détendeur capillaire
- ✓ Détendeur thermostatique
- ✓ Détendeur électronique

a) Détendeur capillaire :

C'est l'organe le plus simple car il est constitué d'une longueur de tube en cuivre (environ 0,5 à 2m) et de très petit diamètre, la longueur est calculée pour la puissance à fournir [14].

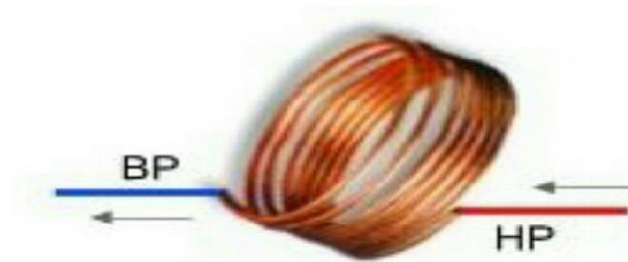


Figure II.11: Détendeur capillaires

b) Détendeur thermostatique :

C'est l'organe d'alimentation d'évaporation le plus utilisé, il permet la régulation du fluide frigorigène d'une façon à maintenir une surchauffe correcte des vapeurs à la sortie. Il permet ainsi un remplissage optimal de l'évaporateur et évite les coups de liquide, quelle que soit la charge thermique.

La surchauffe représente la différence entre la température des vapeurs à la sortie d'évaporateur et la température d'ébullition du fluide frigorigène[15].

On distingue deux types du détendeur thermostatique :

- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne
- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe

- **Détendeur à égalisation de pression interne :**

Il régule la surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur en réglant le débit de fluide frigorigène admis à l'évaporateur. La valeur de la surchauffe généralement admise pour assurer un remplissage correct de l'évaporateur et la protection du compresseur.

- **Détendeur à égalisation de pression externe :**

Dans le cas d'utilisation d'un évaporateur à perte de charge très importante ou le DEPI ne peut pas régler la surchauffe on utilise le DEPE, ce détendeur ne supprime pas les pertes de charge mais il permet seulement de les compenser.

Du point de vue de la constitution, ce détendeur est similaire au détendeur à égalisation de pression interne avec en plus un piquage réalisé entre la sortie de l'évaporateur et le détendeur, il s'agit du tube à égalisation de pression externe.

Avec cet artifice, l'effet des pertes de charge élevées de l'évaporateur est neutralisé [14].

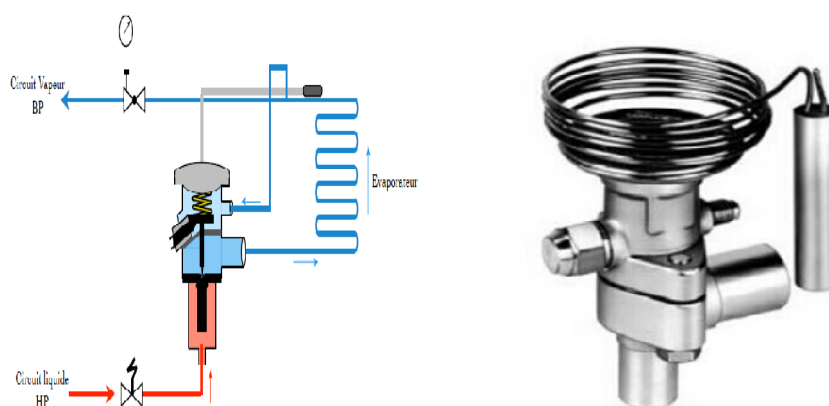


Figure II.12: Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.

c) Détendeur électronique :

Un détendeur électronique comprend un régulateur électronique, un détendeur, deux capteurs de température et un capteur de pression. En effet, la grandeur réglée n'est plus la surchauffe des vapeurs, mais la différence de leur température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. À cause des pertes de charge, la consigne réglée est donc supérieure à la surchauffe.

On trouve maintenant des détendeurs électroniques avec un capteur de température et un capteur de pression. Avec la conversion $T_{sat} = f(p)$ pour le fluide frigorigène considéré,

Le détendeur peut alors contrôler la surchauffe ($T - T_{sat}$) en sortie d'évaporateur.

Le régulateur peut éventuellement remplir une ou plusieurs fonctions complémentaires, telle que thermostat, alarme, arrêt de l'installation par pump-down [15].

D. Evaporateur :

L'évaporateur est cet élément capital de l'installation frigorifique qui sert à prélever de la chaleur à une source froide.

Cet appareil permet au fluide frigorigène de se vaporiser à basse pression en contact avec un fluide médium qui peut être de l'air ou bien l'eau.

Selon la nature du fluide à refroidir on distingue deux types de refroidisseur :

- ✓ Refroidisseur à air
- ✓ Refroidisseur à eau

a) Evaporateur à refroidisseur d'air :

Ils sont à convection naturelle ou forcée.

• Evaporateur à convection naturelle :

La réfrigération est obtenue par circulation naturel de l'air, ce type d'évaporateur est généralement utilisé pour des puissances frigorifiques relativement faibles. Ils peuvent être installés au plafond (plafonnier) ou contre les parois (murale), ils sont des évaporateurs tube lisse a ailette. [17]

• Evaporateur à convection forcée :

Ils sont dites aussi évaporateurs ventilés, ils sont de loin les plus répandus, de puissance unitaire allant de quelques KW à 150 KW environ

La puissance frigorifique calorifique échangée entre les deux fluides peut être exprimée en plusieurs manières :

$$\text{➤ Coté fluide frigorigène : } \Phi_O = q_{mFF} \cdot \Delta h_{FF} \quad (\text{II.6})$$

$$\text{➤ Coté médium à refroidir : } \Phi_O = q_{ma} \cdot \Delta h_a \quad (\text{II.7})$$

$$\text{➤ Coté échangeur :} \quad \Phi_O = K.S.\Delta T \quad (\text{II.8})$$

b) Evaporateur à eau :

L'évaporateur refroidisseur de liquide, essentiellement de l'eau ou une saumure que l'on désigne alors sous l'appellation de fluide frigorigène sont principalement du type multitubulaire (horizontal ou vertical)[16].

On exprime la puissance calorifique échangée par la manière suivante :

$$\text{➤ Coté échangeur :} \quad \Phi_O = K S (\theta_{ea} - \theta_O) \quad (\text{II.9})$$

$$\text{➤ Coté liquide à refroidir (eau) :} \quad \Phi_O = q_{mea} C_{ea} \Delta h_{ea} \quad (\text{II.10})$$

II.7.1.2 Organes annexes

En plus les organes principaux de la machine frigorifique à compression on distingue les organes annexes qui assurent le bon fonctionnement de l'installation [4], [14].

- **Déshydrateur (filtre assécheur) :**

C'est un organe important du circuit frigorifique qui a trois principales fonctions :

- Supprimer humidité
- Neutraliser les acides
- Filtrer les fines particules

- **Séparateur à huile (filtre à huile) :**

Placé au refoulement du compresseur, il a pour rôle de séparer les gouttelettes d'huile contenue dans les vapeurs sortant du compresseur et de la rediriger vers le carter par un dispositif à flotter.

- **Protection anti vibrations :**

Son rôle est de réduire les vibrations transmises au circuit frigorifique par une machine le compresseur et d'absorber les tensions dues aux dilatations et aux contractions des conduits. Il se monte le plus près possible de l'organe qui produit ces vibrations (refoulement compresseur, aspiration compresseur..)

- **Réservoir de liquide :**

Son utilisation est préconisée sur les installations frigorifiques ; il est fortement recommandé dans le cas des grandes installations utilisant le condenseur à air. Il joue un rôle important qui se résumant sur les points suivants :

- alimenter le détendeur en liquide de façon permanente
- Assurer la régulation du système frigorifique lorsque les variations des charges thermiques sont importantes

- Il sert aussi à stocker le fluide frigorigène liquide lors des opérations de maintenance.

- **Bouteille anti coup de liquide :**

Appelé aussi bouteille d'aspiration ; il est placé entre l'évaporateur et le compresseur son rôle est de protéger le compresseur d'une éventuelle migration de liquide par la conduite d'aspiration qui causera des dégâts irréversibles. Le principe de fonctionnement est basé sur la séparation des phases vapeur et liquide du fluide frigorigène.

II.7.1.3 Tuyauterie frigorifique :

Les tuyauteries de liaison entre les différents éléments de l'installation forment trois réseaux :

- ❖ Les tuyauteries de refoulement : de la sortie du compresseur à l'entrée du condenseur
- ❖ Les tuyauteries du liquide : entre la sortie du condenseur et l'entrée d'évaporateur
- ❖ Les tuyauteries d'aspiration : entre la sortie d'évaporateur et entrée du compresseur

Généralement, dans les installations frigorifiques, le matériau utilisé pour les tuyauteries est spécifique dans la nature du fluide frigorigène on distingue deux types :

- ❖ Tube en cuivre : Le tube cuivre est utilisé seulement pour les fluides halogénés. Il s'agit de cuivre de qualité frigorifique.
- ❖ Tubes en acier : Le tube acier est utilisé pour l'ammoniac et pour remplacer le cuivre lorsque des diamètres et des longueurs importantes occasionnent des couts trop élevés.

Le dimensionnement des tuyauteries est un compromis entre un diamètre pas trop petit pour limiter les pertes de charge et pas trop gros pour limiter le cout [10].

II.8 Thermodynamique du froid :

A. Premier principe de la thermodynamique:

Au cours d'une transformation dans un système fermé la variation de l'énergie totale est conservatif qui est égale à la somme de l'énergie thermique et du travaille échangé.

$$\Delta E_{\text{tot}} = \Delta E_C + \Delta E_P + \Delta U = \delta W + \delta Q \quad (\text{II.11})$$

ΔE_{tot} : La somme des variations de l'énergie totale du système

ΔE_C : La variation de l'énergie cinétique

ΔE_P : La variation de l'énergie potentielle

ΔU : La variation de l'énergie interne

W : Le travail

Q : La chaleur

- **Application à un cycle thermodynamique :**

Le premier principe postule que, pour tout système fermé décrivant un cycle (état final thermodynamiquement identique à l'état initial), la chaleur échangée avec l'environnement est rigoureusement égale (et de signe opposé) au travail échangé avec l'environnement au cours de ce cycle; ceci est vrai pour un cycle décrit de façon irréversible comme pour un cycle réversible.

On peut écrire :

$$\delta W + \delta Q = 0 \quad (\text{II.12})$$

B. Deuxième principe de la thermodynamique :

Pour tout système fermé, il existe une fonction des variables d'état, extensive, non conservative, telle que sa variation au cours d'une transformation élémentaire s'écrit :

$$dS = \delta e_s + \delta i_s \quad (\text{II.14})$$

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta f}{T} \quad (\text{II.15})$$

Pour une transformation réversible :

$$\delta i_s = \frac{\delta f}{T} = 0$$

$$dS = \frac{Q_{\text{rév}}}{T}$$

Pour une transformation irréversible :

$\delta i_s > 0$

$$ds = \frac{\delta Q_{\text{irr}}}{T} + \frac{\delta f}{T}$$

S : Entropie du système [J/kg K]

δe_s : Chaleur échangé avec le milieu extérieur [J]

δis : Chaleur due au frottement du fluide [J]

T : Température de la frontière du système [K]

Pour une transformation adiabatique réversible

$\delta is=0$; $\delta es=0$

$ds=0$

C. Cycle de Carnot :

Le cycle de Carnot, est un cycle complètement réversible, c'est le modèle idéal pour un cycle de réfrigération fonctionnant entre deux températures fixes.

La réversibilité du cycle de Carnot autorise l'inversion du sens des transformations, On obtient alors un cycle qui fonctionne dans le sens anti-horaire qui est dit cycle de Carnot inverse.

Celui-ci est le plus efficace par rapport aux autres cycles frigorifiques et on le considère comme cycle de référence, par contre il n'est pas complètement réalisable en pratique.

En effet, réaliser deux transformations isothermes n'est pas très difficile compte tenu du changement de phase du fluide dans le condenseur et l'évaporateur, par contre la compression et la détente devraient s'effectuer dans le domaine diphasique, ce qui n'est pas possible en pratique.

Le diagramme (T-S) du cycle correspondant est représenté sur la figure (II.13) [11].

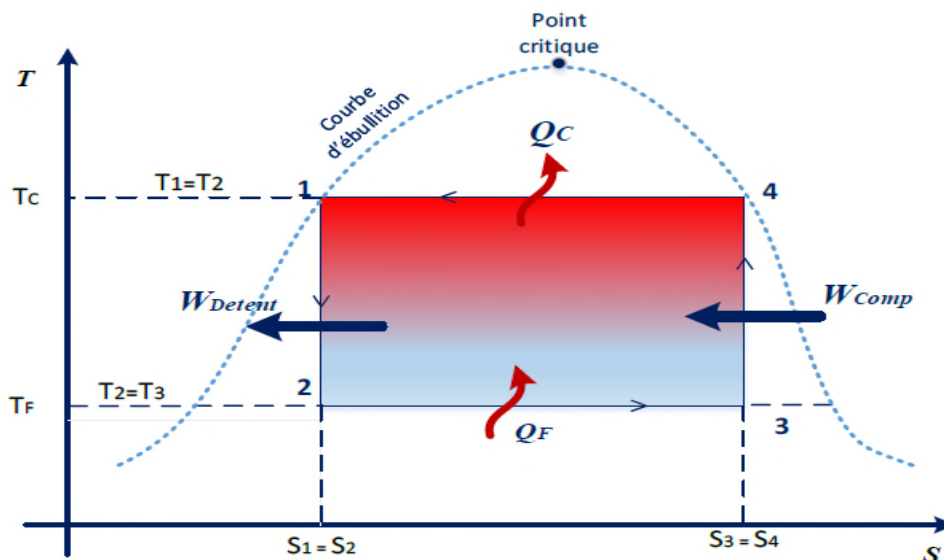


Figure II.13 :cycle de carnot inverse.

Le cycle est composé de quatre transformations successives :

1. Compression isotherme réversible (3→4)
2. Compression adiabatique réversible (4→1)
3. Détente isotherme réversible (1→2)
4. Détente adiabatique réversible (2→3)

Pour le cycle de Carnot la différence d'entropie est la même sur les borne des deux échangeurs on a donc :

$$S_1 = S_2$$

$$S_3 = S_4$$

$$S_3 - S_1 = S_4 - S_2$$

La quantité d'énergie thermique absorbée au niveau de l'évaporateur Q_F :

D'après le second principe on a :

$$Q_F = \int_2^3 T_F \Delta S$$

$$Q_F = T_F (S_3 - S_2)$$

La quantité d'énergie thermique cédée au niveau du condenseur Q_C :

$$Q_C = \int_1^4 T_C \Delta S$$

$$Q_C = T_C (S_4 - S_1)$$

Le travail fournit par le compresseur W :

Selon le 1^{er} principe on a :

$$|w| + |Q_F| - |Q_C| = 0$$

$$|w| = |Q_F| - |Q_C| = (T_C - T_F) (S_4 - S_1)$$

Le coefficient de performance d'une machine frigorifique à compression dans le cycle de Carnot est donné par la relation qui suit:

$$\text{COP} = \frac{Q_F}{W}$$

$$\text{COP} = \frac{T_F(S_4 - S_1)}{(T_C - T_F)(S_4 - S_1)}$$

$$\text{COP} = \frac{T_F}{T_C - T_F}$$

$$\text{COP} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1}$$

D. Le diagramme de Molier :

Les transformations thermodynamiques ayant lieu dans les installations frigorifiques représenté sur le schéma de la figure (II.14), nécessitent pour leur calcul des formules et des tableaux :

Le diagramme de Molier ou diagramme de la pression en fonction de l'enthalpie (diagramme des frigoristes) se révèle très utile dans l'étude des cycles frigorifiques. Il permet de représenter les grandeurs les plus importantes des fluides frigorigènes et les processus correspondants d'une manière claire et facile ainsi que le dimensionnement des éléments intervenant dans les installations frigorifiques. Ces avantages ont fait de ces diagrammes d'enthalpie-pressure un outil précieux dans la technique du froid.

Ce diagramme permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée [11].

- ✓ Le cycle théorique
- ✓ Le cycle parfait
- ✓ Le cycle réel.

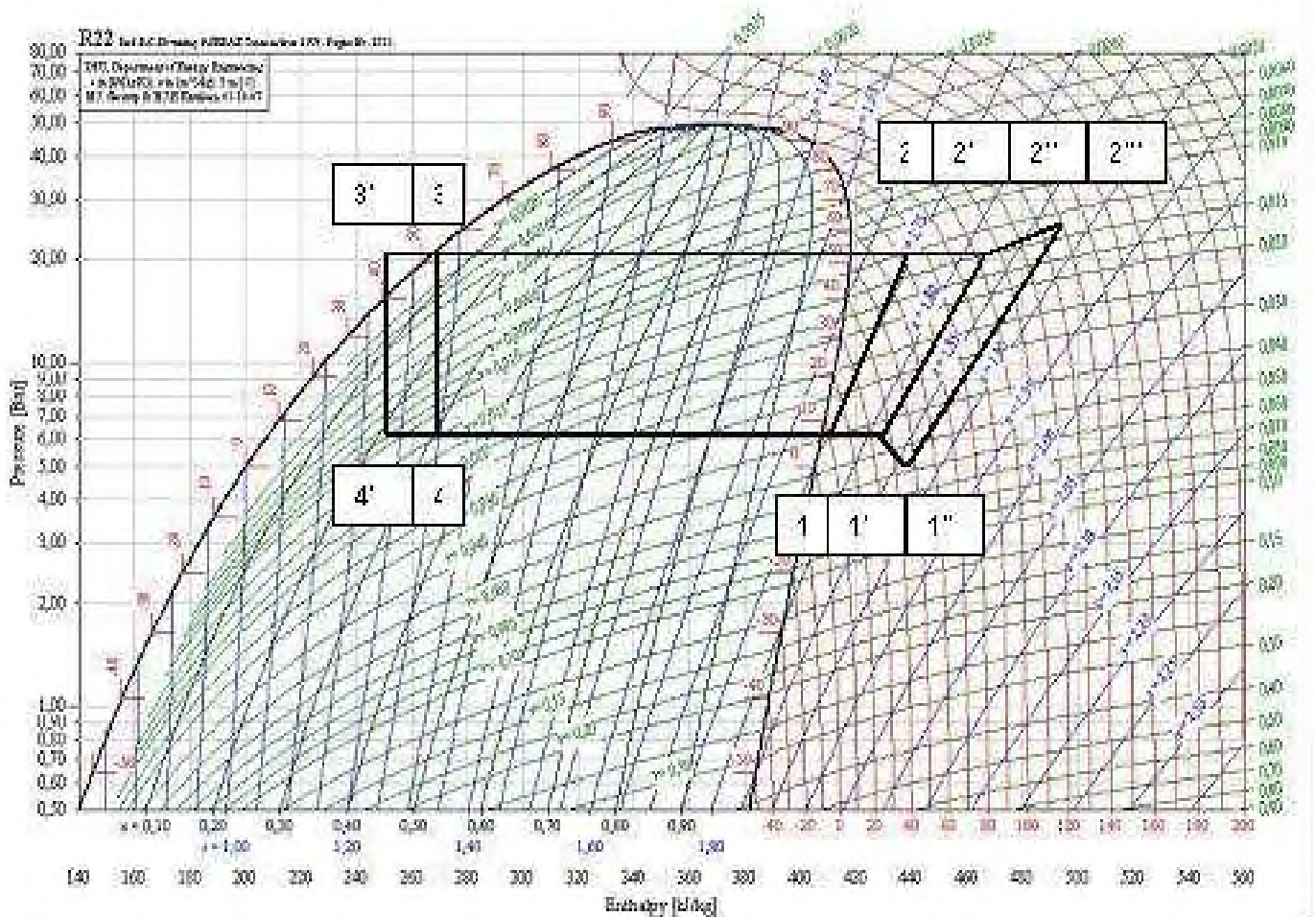


Figure II.14: Les cycles frigorifiques

a) Le cycle théorique :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1-2-3-4 (figure II.14) est établi sur la base suivante.

- ✓ Pas de perte de charges dans les tubulures
- ✓ Pas de Surchauffe au niveau de l'évaporateur
- ✓ Pas de Sous-Refroidissement au niveau du condenseur.

Les transformations thermodynamiques subies par le fluide frigorigène à l'intérieur de la machine sont les Suivantes :

- ✓ Compression isentropique du fluide frigorigène vapeur entre les points 1 et 2
- ✓ Condensation iso thermique entre les points 2 et 3
- ✓ Détente isenthalpique entre les points 3 et 4
- ✓ Évaporation isothermique entre les points 4 et 1

b) Le cycle parfait :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1'-2'-3'-4' (figure II.14) est établi sur la base suivante :

- ✓ Pas de perte de charge dans les tubulures
- ✓ Surchauffe au niveau de l'évaporateur
- ✓ Sous-refroidissement au niveau du condenseur

Les transformations thermodynamiques subies par le fluide frigorigène à l'intérieur de la machine sont les Suivantes :

- ✓ Compression isentropique entre les points 1' et 2'
- ✓ Condensation iso thermique entre les points 2' et 3'
- ✓ Sous-refroidissement du fluide frigorigène à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'
- ✓ Détente iso enthalpie entre les points 3' et 4'
- ✓ Évaporation iso thermique entre les points 4' et 1
- ✓ Surchauffe du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'

c) Le cycle réel :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme 1''-2'''-3'-4' (figure II.14) est établi sur la base suivante :

- La compression est poly tropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au fluide frigorigène à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur).
- Le point 2' devient 2''' pour tenir compte :
 - ✓ De l'énergie perdue
 - ✓ Des pertes mécaniques
 - ✓ Des pertes dues au refoulement du compresseur

E. Le coefficient de performance :

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance effectif consommée par le compresseur.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energie thermique utile}}{\text{dépense énergétique}} = \frac{\Phi_0}{P_{\text{eff}}}$$

II.9 Fluide frigorigène :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou un mélange de substance évoluant dans les circuits des systèmes frigorifiques, Il permet le transfert de chaleur par ces changements d'état qui sont l'évaporation et la condensation.

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 [7].

II.9.1 Nomenclature et classification :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide.

Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous-famille de fluides considérés.

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles qui sont :

- ✓ Composés inorganiques
- ✓ Composés organiques

II.9.1.1 Composés inorganiques : [4]

Les fluides de cette famille appartiennent à la série 700, les fluides les plus courants sont :

- ✓ L'eau (H_2O) R718
- ✓ L'ammoniac (NH_3) R717
- ✓ Le dioxyde de carbone (CO_2)

Leurs désignations est trop simple, la règle consiste à utiliser simplement la masse molaire après le 7. Des mélanges peuvent éventuellement exister dans cette catégorie.

R : Réfrigérant

7 : des centaines désigne la série 700

Les deux derniers chiffres désignent la masse molaire

R717: ammoniac NH_3 , $M = 17$ g/mol

R718: eau H_2O , $M = 18$ g/mol

R744 : dioxyde de carbone CO_2 , $M = 44$ g/mol

II.9.1.2 Composés organiques:

Les composées organiques sont des dérivés halogénés du méthane (CH_4) et de l'éthane(C_3H_6). Ils se divisent en 3 sous familles :

- ✓ Les corps purs
- ✓ Les mélanges
- ✓ Les hydrocarbures

A. Les corps purs :

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à températures pression constante.

Ils se regroupent en trois sous-groupes suivant la composition chimique :

✓ **Les CFC (chlorofluorocarbure) :**

Ce sont les fluides les plus connues des hydrocarbures, Les molécules des ces substances sont complètement halogénées, elles ont une action dangereuse pour la couche d'ozone, exemple le R12.

✓ **Les HCFC (hydro chlorofluorocarbure) :**

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisé comme fluide frigorigène, ce sont des composés chimique qui contiennent du chlore non complètement halogéné c'est-à-dire que certains atomes de chlore ont été remplacés par des atomes d'hydrogène, ils sont voués à disparaître du fait de leurs toxicités environnementale, exemple R22

✓ **Les HFC (hydrofluorocarbure) :**

Il s'agit de la troisième génération, Les HFC ne contiennent aucun atome de chlore, ils ne présentent pas de danger pour la couche d'ozone, mais ils participent à l'effet de serre, exemple R134a [17].

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.

Un fluide frigorigène halogéné comporte quatre types d'atomes : carbone (C), chlore (Cl), fluor (F), et hydrogène (H). [Froid industriel 2eme édition]

Avec la nomenclature Rxyz on a :

Le chiffre d'unités Z = nombre de Fluor

Le chiffre de dizaine Y = nombre de Hydrogène + 1

Le chiffre de centaine X = nombre de Carbone - 1

Le nombre d'atome du chlore est donné pas par la relation suivante :

$$n_{Cl} = (2n_C + 2) - (n_H + n_F)$$

Désignation	Chiffre des Unités	Chiffre des dizaines	Chiffre des centaines	Nombre d'atomes du chlore
R12	2 2 Fluor	1 0 Hydrogène	0 1 Carbone	2
R22	2 2 Fluor	2 1 Hydrogène	0 1 Carbone	1
R134a	2 2Fluor	3 2Hydrogène	1 2 Carbone	0

Tableau II.3: Exemple de quelques désignations des corps purs

B. Les mélanges :

Les mélanges des corps purs se regroupent en deux familles

✓ Les mélanges azéotropiques :

Ils se comportent comme des corps purs, ce sont des fluides frigorigènes de la série 500 les deux dernier chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide considéré

✓ Les mélanges zéotropiques :

Ce type de fluide frigorigène ne se comporte pas comme des corps purs, ils appartiennent à la série 400, les deux derniers nombres indiquent le numéro d'ordre d'apparition du fluide.

Ce type de fluide se vaporise et condense non pas à température constante mais sur une plage de température.

C. Les hydrocarbures :

Le fluide frigorigène du type hydrocarbure HC provient essentiellement par raffinage du pétrole et également par dégazolinage du gaz naturel, Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables, exemple R600(Butane) ; R290 (Propane) qui est le plus utilisé [4].

II.9.2 Domaines d'applications :

Le tableau suivant résume les domaines d'applications privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés.

Fluides frigorigènes	Désignation chimique		Formule Chimique	Domaine d'application
R12	Dichlorodifluorom Ethane	-40 à +10	CCl ₂ F ₂	Réfrigérateurs, installations frigorigènes, industriels, équipements des engins de transport.
R13	Monochlorotrifluorométhane.	-100 à - 60	CClF ₃	Installations frigorigènes en cascade pour applications industrielles.
R21	Dichlorofluorométha	-20 à +20	CHCl ₂ F	Pompes à chaleurs, installations frigorigènes à température de condensation élevée.
R22	Chlorodifluorométhane	-50 à +10	CHClF ₂	Appareils de conditionnement d'air, installations frigorigènes pour navires, installations de congélation.
R23	Trifluorométhane	-100 à -	CHF ₃	Installations

		60		frigorifiques mono et bi-étagés pour application industrielles et laboratoires
R717	Ammoniac	-70 à +10	NH3	Installations frigorifiques pour produits, applications industriels

Tableau II.4 : les domaines d'applications privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés

II.9.3 L'impact du fluide frigorigène sur l'environnement :

A partir de l'année 1930, et avec le développement des fluides de synthèses, on a commencé à utiliser de plus en plus de fluides de types CFC, mais à partir de 1980, des chercheurs ont commencé à se préoccuper de leur impact sur l'environnement.

Les impacts environnementaux liés à ces fluides reposent sur deux phénomènes : [18,19]

- ✓ La destruction de la couche d'ozone.
- ✓ Le réchauffement de la planète.

- **Destruction de la couche d'ozone**

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorés contenue dans certains fluides frigorigènes (principalement les CFC et dans une moindre mesure les HCFC. En effet, ces molécules vont réagir avec l'ozone pour former de l'oxyde de chlore (ClO), et de l'oxygène moléculaire, et détruisent de cette manière la couche d'ozone suivant une réaction en chaine, ce qui amène à une augmentation des rayons ultra-violets B du soleil arrivant à la surface de la terre, qui ont des répercussions sur la santé de L'homme et l'environnement.

Suite au protocole de Montréal, signé en 1987 qui a défini une réduction puis suppression de certains fluides frigorigènes selon leur potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique qui est mesuré par sa valeur de ODP « Ozone Déplétion Potentiel ou Potentiel d'Action sur l'Ozone

Stratosphérique » ,dont la valeur est égale à 1 pour le R11,pris comme valeur de référence pour la raison qu'il a l'effet le plus destructeur sur la couche d'ozone.

- **Réchauffement de la planète**

L'atmosphère retient en partie la chaleur que lui apporte le soleil sans cet effet, la température au sol serait en moyenne de -15 °C. Ceci est dû à un certain nombre de gaz présents dans l'atmosphère dits « à effet de serre ». Parmi ces gaz, le plus important en quantité est le CO₂.

Le réchauffement climatique est la conséquence de l'augmentation de la teneur en CO₂, produit généralement par les processus d'incinération ou oxydation de produits organiques fossiles.

Il existe d'autre gaz à effet de serre, il s'agit de méthane(CH₄), l'oxyde d'azote (N₂O) et les rejets des fluides frigorigènes (CFC, HCFC, HFC) dans l'atmosphère, et qui sont caractérisés par leurs GWP « Global Warning Potentiel ou Potentiel de Réchauffement Global ». C'est un index qui compare l'effet de réchauffement induit par différents gaz au fil du temps par rapport à des émissions équivalentes de CO₂ (exprimé en masse).en pratique le GWP est adopté pour une durée de vie de cent ans, par conséquent le GWP du CO₂ est de 1.

Frigorigène	GWP (Base 1 pour R11)	ODP (Base 1 pour Co₂)
CFC		
R11	1	4600
R12	1	10600
R502	0.244	6200
HCFC		

R22	0.055	1700(1810)
R124	0.022	620
HFC		
R134a	0	1300(1430)
R404a	0	3780
Fluid naturel		
R717	0	0
R744	0	1
R600a	0	3

Tableau II.4 : valeurs d'ODP et GWP de quelques fluides frigorigènes. [18]

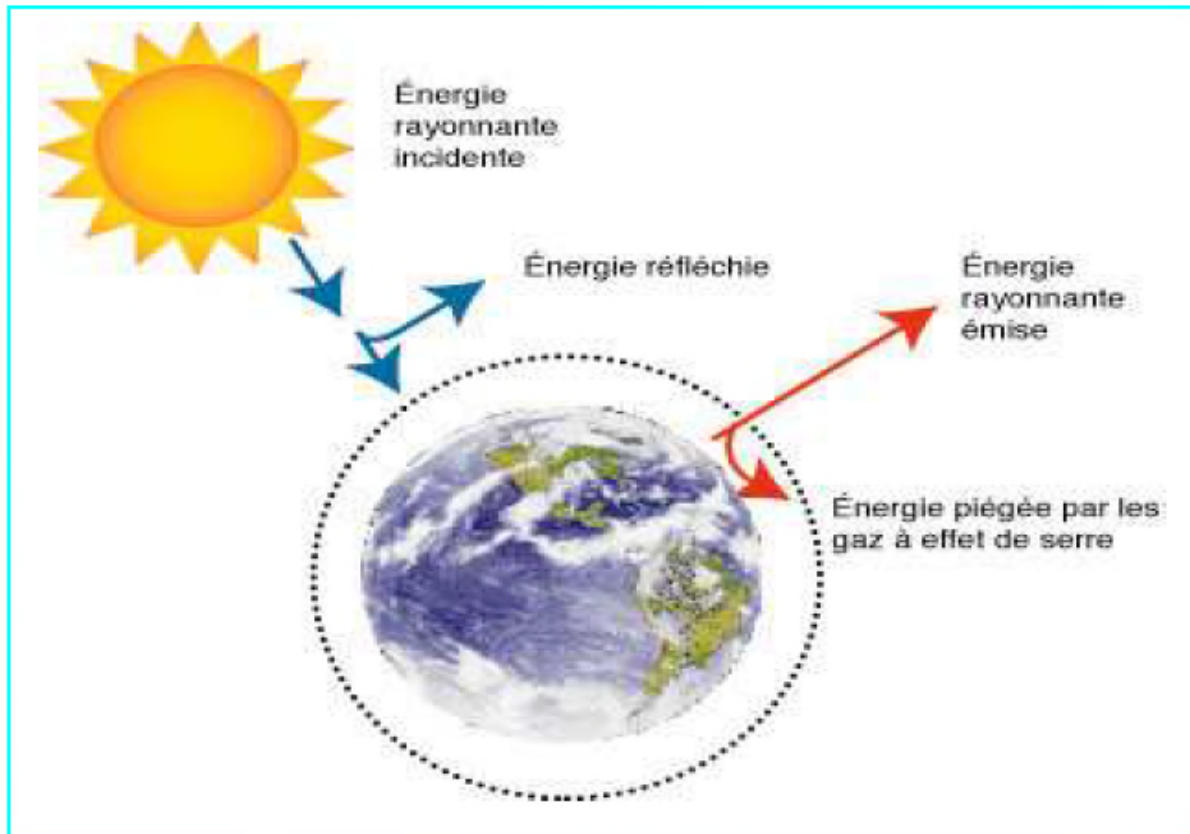


Figure II.16: Réchauffement de l'atmosphère par effet de serre [19]

II.9.4 Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Pour un bon fonctionnement des fluides frigorigènes, les propriétés recherchées, basées sur des considérations thermodynamiques et techniques sont :

- ✓ La pression d'évaporation du fluide frigorigène doit être supérieure à la pression atmosphérique afin de maintenir le circuit frigorifique en surpression par rapport à l'atmosphère.
- ✓ Avoir une importante chaleur latente de vaporisation.
- ✓ Une température critique élevée car le COP ainsi la puissance frigorifique du cycle augmente avec son augmentation.
- ✓ Le fluide frigorigène doit pouvoir garder son intégrité et ses propriétés face aux températures élevées de fin de compression et aux répétitions des cycles « haute température/basse température » auxquels il est soumis
- ✓ Le rapport des chaleurs massiques (C_p/C_v) doit être le plus proche de 1 afin de limiter la surchauffe des vapeurs au cours de la compression. Une surchauffe importante peut altérer les propriétés de l'huile
- ✓ Le fluide frigorigène doit être non toxique, non inflammable et non explosif.

- ✓ Le fluide ne doit présenter aucune action sur les denrées alimentaires dans le cas des applications en industrie agroalimentaire
- ✓ Le fluide doit présenter une action faible, voire nulle, sur la destruction de la couche d'ozone et sur le réchauffement global de la planète.

La disponibilité du fluide doit être suffisante pour permettre une maintenance rapide de l'installation. [7]

II.10 Conclusion :

D'après ce chapitre il en ressort que l'installation frigorifique à compression mécanique de vapeur est la machine la plus utilisée dans le domaine de la réfrigération. Nous avons présenté ses différents composants (essentiels et annexes) ainsi que les différents aspects thermodynamiques tel que le cycle et le coefficient de performance. Nous avons aussi abordé les problèmes posés par les fluides frigorigènes utilisés dans ces machines en insistant sur certains inconvénients environnementaux. Pour un bon choix de ce fluide celui si doit répondre a un certain nombre de critères thermodynamiques, environnementaux et aussi de sécurité.

Chapitre III : Présentation du projet

III.1 Problématique :

Quelque soit la nature du produit alimentaire, animale ou végétale les producteurs et les distributeurs s'inquiètent à la conservation de ces derniers.

Ceci souligne pour l'exploitant de disposer d'aménagement de locaux spéciaux, pour le traitement, et la conservation.

Quelque soient les procédés employés, le traitement et la conservation ont pour objet d'éviter des pertes de produit, par suite de chaleur, et d'humidité, et donc d'assurer une alimentation plus variée.

Dans notre cas, on va essayer de dimensionner notre chambre froide selon des différentes données climatiques et thermodynamiques.

Pour cela on va étudier une chambre froide devisée en deux compartiments, une pour la conservation de la margarine de table de type Mâtina à une température positive à 10 °C, et l'autre compartiment pour la conservation de la margarine de feuilletage de type Parisienne à une température de 20°C. L'objectif de notre travail est d'assurer les deux températures en utilisant un seul groupe frigorifique.

III.2 Description du projet :

III.2.1 Lieu de l'installation :

- **Données géographiques :**

Latitude : 36,75

Longitude : 5,05

III.2.2 Dimensions de la chambre :

Une chambre froide est caractérisée par ses dimensions, longueur, largeur et sa hauteur cette chambre froide est répartie en deux chambres ; voir le tableau au dessous :

	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)
Chambre 1	38	7.08	12.5
Chambre 2	38	14.92	21.5

Tableau III.1 : les dimensions des deux chambres.

III.2.3 Température de la chambre :

Les différentes températures des chambres sont représentés dans le tableau suivant :

	Température extérieure T_e (°c)	Température intérieure T_i (°c)	La différence de température ΔT (°c)
Chambre 1	35	10	25
Chambre 2	35	20	15

Tableau III.2:différents températures des chambres

III.2.4 Schéma de la chambre froide:

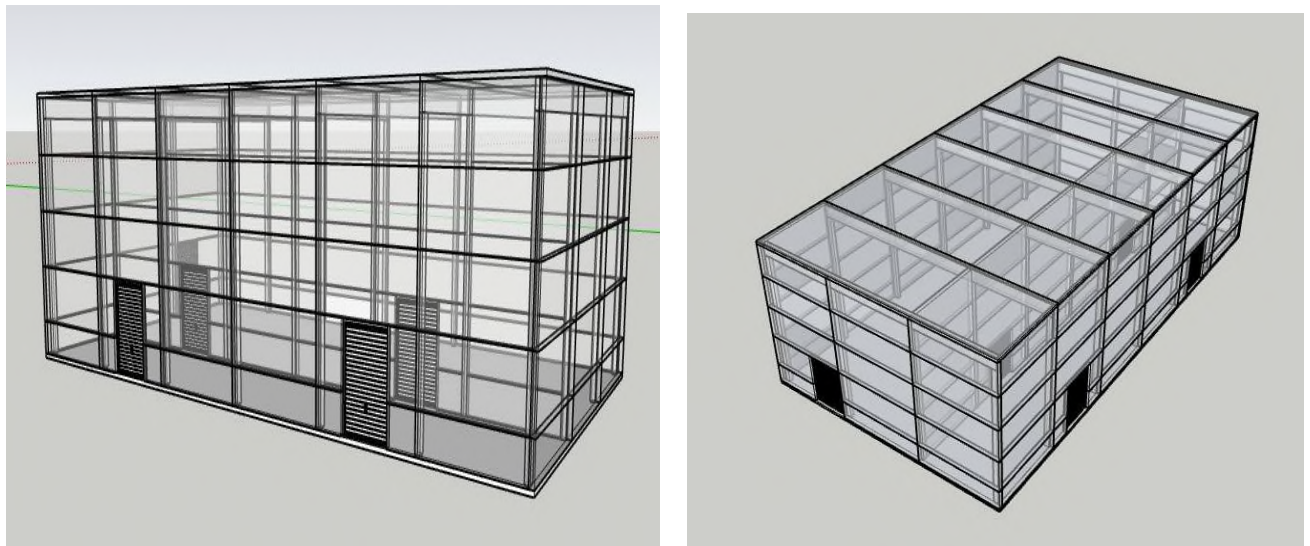


Figure III.1 : Schéma 3D de la chambre froide

III.2 .5 Isolation de la chambre froide :**III .2 .5.1 Généralités sur l'isolation :**

L'isolation thermique a pour objectif de diminuer les pertes de chaleur dans l'enceinte à refroidir. Les isolants limitent les échanges thermiques entre le milieu extérieur et le milieu intérieur.

Un bon isolant doit :

- avoir une faible densité
- avoir une très faible conductivité thermique
- avoir une bonne résistance à la diffusion de la vapeur
- être non hygroscopique
- être imputrescible
- être résistant, et stable entre certaines limites de température
- être ininflammable
- être sans action sur le fer ou les matériaux en contact
- être d'un prix raisonnable
- conservé constante dans le temps, ses qualités d'isolation

La performance de l'isolation augmente si l'isolant contient une certaine quantité d'air car l'air est le meilleur isolant s'il est sec et au repos $\lambda=0,020 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

La grandeur qui permet de mesurer la qualité d'un isolant est la conductivité Thermique (λ) en (W/m K) ou en W/m $^\circ\text{C}$

III.2.5.2 Les types d'isolants :

Les matériaux les plus utilisés comme isolant sont : [11]

➤ **Le liège**

- Prix élevé
- Bonne résistance mécanique et stable dans le temps
- Masse volumique : 110 à 130 kg/m³
- Conductivité thermique : 0,044 W/m. $^\circ\text{C}$

➤ **La fibre de verre**

- Bonne résistance à l'effritement
- Masses volumiques les plus utilisées en isolation frigorifique : 22 kg/m³ (Panneaux semi rigide PI 156), et 29 kg/m³ (panneaux rigides PSF).
- Conductivité thermique: 0,035 W/m. °C

➤ **Le polystyrène expansé**

- Prix moyen
- Résistance mécanique moyenne
- Stable dans le temps
- Isolation et pare-vapeur très bon mais inflammable et léger
- Masse volumique : 20 à 30 kg/m³
- Conductivité thermique : 0.029 W/m. °C

➤ **Les mousses de polyuréthane**

- Masse volumique: 30 à 40 kg/m³
- Conductivité thermique : 0,022W/m.°C
- Prix moyen
- Leger
- Résistance mécanique moyenne
- Stable dans le temps

➤ **La Laine de verre**

- Très bon isolant thermique et acoustique
- Un des matériaux d'isolation les moins chers du marche
- Incombustible et résistante au feu
- Durée de vie élevée
- Non utilisée pour le sol
- Conductivité thermique: 0 ,035 W/m °C

III.2.6 Isolation de la chambre relative au projet:**➤ Structure des murs :**

A cause de ses qualités intéressantes et son cout abordable on prend comme isolant des panneaux sandwich en mousse de polyuréthane dont les caractéristiques sont :

- Conductivité thermique : 0,022 W /m °C
- épaisseur à mettre : 0,09 m
- mode de construction : panneaux sandwich à âme isolante en mousse de polyuréthane

Les parois verticales sont construites par une couche de panneaux sandwich en mousse de polyuréthane et une couche de parpaing.

Le plafond est construit d'une charpente métallique et une couche de panneaux sandwich en mousse de polyuréthane.

Le sol est construit par une couche de béton plein et deux couches de Polyuréthane.

III.3 Description de l'installation:

La réfrigération de 1^{ère} chambre de température de 10°C est assuré par une installation frigorifique à système indirect d'où l'évaporateur est situé à l'extérieur de la chambre froide.

Ce système constitue un circuit fermé ; aucun contact entre l'eau et le fluide frigorigène et le procédé à refroidir, le refroidissement de l'eau s'effectue par le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et le frigoporteur (eau glycolée) qui circule dans des tubes à l'aide d'une pompe qui alimente des échangeurs de chaleur qui se trouve à l'intérieur de la chambre.

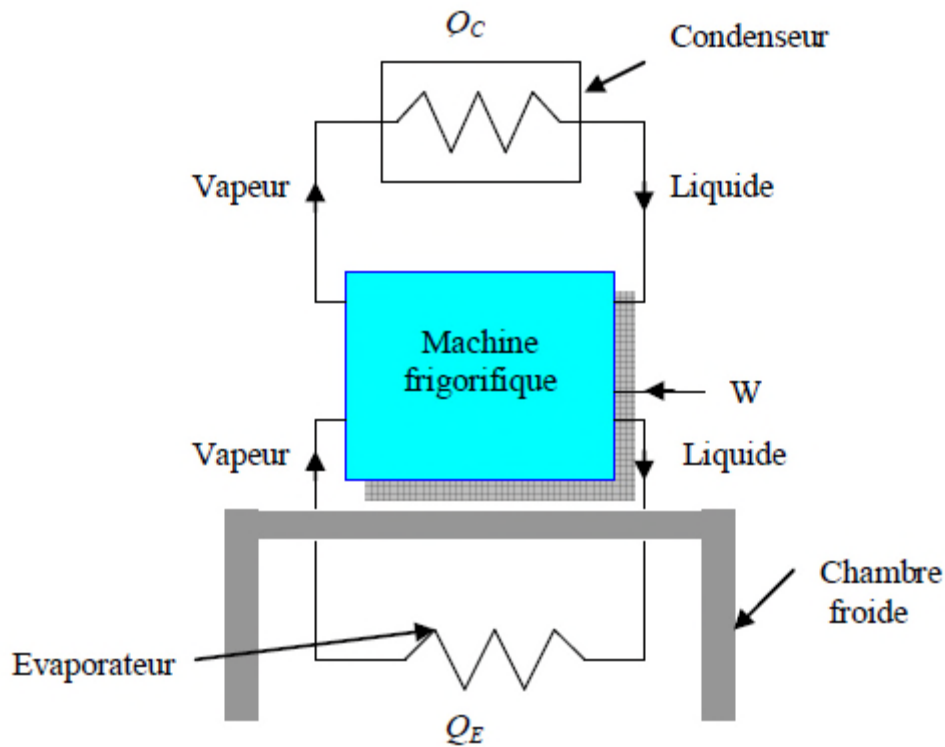


Figure III.2: Description d'un système frigorifique fermé [19].

La deuxième chambre est refroidie on utilisant deux solutions possibles :

1^{er} solution : transfert naturel (ouverture des portes)

Le refroidissement de la deuxième chambre s'effectue par le passage de l'air froid de la chambre à température de 10°C à travers les portes intérieures séparant les deux chambres.

L'ouverture et la fermeture des portes sont commandées par un système automatique, arrivé à la température 20°C le thermostat envoie un signal et les portes se ferment.

Lorsque la température dépasse la température de consigne le thermostat envoie un signal pour ouvrir les portes à nouveau.

2^{ème} solution : transfert forcé (ventilateur)

Cette méthode repose sur l'utilisation d'un ventilateur spécial qui aspire un débit d'air froid provenant de la chambre 1 à température 10°C et le refoule vers la chambre 2.

Le débit d'air se varie par l'avancement de refroidissement on utilisant un thermostat qui sera responsable sur l'arrêt et le redémarrage de ce ventilateur en envoyant un signal.

➤ **Principe de fonctionnement du groupe de refroidissement :**

Le principe souvent retenu pour la production d'air de refroidissement dans le cadre des chambres froides à températures positives consiste à produire de l'eau froide.

Le fonctionnement de la centrale de refroidissement d'eau repose sur un cycle à compression de vapeur traditionnel constitué d'un compresseur, des échangeurs de chaleur à haute et basse pression ainsi d'un organe de détente. Au niveau de la chambre froide, un échangeur alimenté en eau glycolée à l'aide d'une pompe d'alimentation.

Le refroidissement de la chambre froide est assuré par un échangeur eau /air, de puissants ventilateurs aspirent l'air après son passage au cœur des palettes des produits pour le refroidir au contact d'un échangeur tubulaire à ailette avant de le réinjecter dans la chambre froide. L'air froid est soufflé avec une vitesse lui permettant de balayer toute la surface couverte par les produits à refroidir. En fonction de l'avancement du procès de refroidissement et donc des besoins en puissance frigorifique, les ventilateurs pourront être arrêtés ou modulés en vitesse.

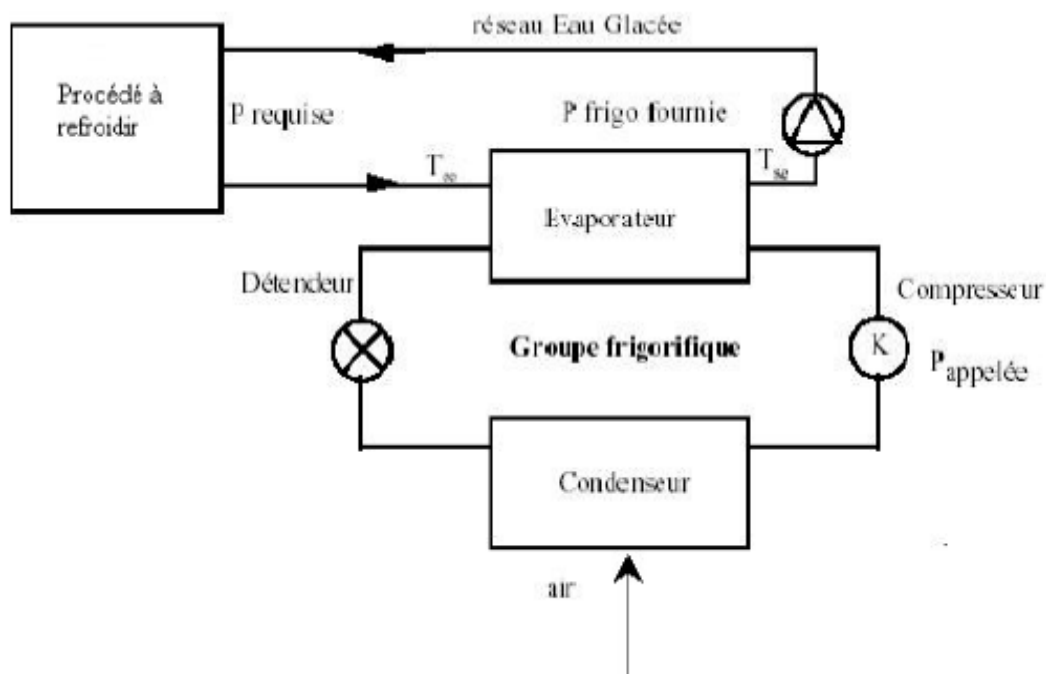


Figure III. 3 : Schéma de l'installation de refroidissement d'eau [20].

➤ **Illustration des différents composants de l'installation :**

Les principaux composants sont :

- **Compresseur frigorifique :**

Le compresseur utilisé est de type compresseur à vis.

- **Évaporateur :**

L'évaporateur permet le refroidissement du fluide frigoroporteur à la température désirée qui est inférieure à 5°C.

- **Condenseur à air :**

Il est constitué d'une ou plusieurs batteries à ailettes, l'air circulant à travers au moyen de ventilateurs.

- **Détendeur :**

Le type de détendeur utilisé est le détendeur électronique.

- **Fluide frigorigène :**

Le fluide utilisé dans ce groupe est le R134a.

- **Fluide frigoroporteur :**

Le fluide frigoroporteur utilisé est l'eau glycolée.

- **Échangeur de chaleur :**

L'échangeur de chaleur situé à l'intérieur de la chambre est de type tubulaire à ailettes.

**Chapitre IV : Bilan thermique de la chambre froide et Analyse
thermodynamique de l'installation**

Première partie : Bilan thermique de la chambre froide

1. Introduction

Dans ce chapitre nous intéressons au calcul du bilan thermique des deux chambres froides, qui nous permet de déterminer la puissance frigorifique de la machine. Cette dernière représente la quantité de froid nécessaire au refroidissement des denrées, d'autre part à compenser les apports thermiques extérieurs et intérieurs.

2. Charges thermiques de la chambre froide :

Les charges thermiques se répartissent en 2 grandes catégories:

1. Charges thermiques externes
2. Charges thermiques internes

2.1 Charges thermiques externes :

Elles comprennent :

- ✓ Les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide (parois verticales, plancher bas, plancher haut)
- ✓ Les charges dues au renouvellement d'air
- ✓ Les charges dues à l'ouverture des portes [21]

a) Charge due aux apports de chaleur par transmission :

L'écart de température existante entre le milieu à refroidir et le milieu ambiant provoque la transmission de chaleur à travers l'enveloppe de la chambre, la quantité de chaleur pénétrante est donnée par la relation suivante :

$$Q_p = K \cdot S \cdot \Delta T \cdot t \quad (IV.1)$$

Q_p : charge thermique par transmission à travers les parois [J]

K : coefficient d'échange thermique des parois [$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$]

ΔT : différence de température entre le milieu extérieur et intérieur [$^\circ C$]

t : le temps [s]

Le coefficient d'échange thermique K est donné par la relation :

$$K = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_i + \sum \frac{e}{\lambda} + R_e} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad (IV.2)$$

K : coefficient de transmission thermique [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

R_i : Resistance superficielle interne de la paroi [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

R_e : Resistance superficielle externe de la paroi [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

h_i : Coefficient de transfert de chaleur par convection intérieur [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h_e : Coefficient de transfert de chaleur par convection extérieur [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

e : épaisseur de la paroi d'isolant [m]

λ : Conductivité thermique de La paroi en [$W/m \cdot ^\circ C$]

$\sum \frac{e}{\lambda}$: Somme des résistances thermiques des différentes couches des matériaux constituant la paroi.

b) Charge thermique par renouvellement de l'air :

Il est indispensable de renouveler l'air de la chambre froide par l'air frais, l'air vicié est évacué par un ventilateur spécial [10].

La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{r,a} = m_a(h_e - h_i) \quad (IV.3)$$

m_a : masse d'air entrante [kg d'air sec]

h_e : l'enthalpie de l'air extérieur [kJ/kg d'air sec]

h_i : l'enthalpie de l'air intérieur [kJ/kg d'air sec]

La masse d'air entrante est donné par la relation suivante :

$$m_a = \frac{V_{a,e}}{V_i^s} = \frac{n \cdot V_{cf}}{V_i^s} \quad (IV.4)$$

$V_{a,e}$: Volume de l'air entrant [m^3]

V_i^s : Volume spécifique intérieur de l'air sec [m^3/kg]

V_{cf} : Volume de la chambre froide [m^3]

nr : nombre de renouvellement d'air

Le nombre de renouvellement d'air correspond au nombre de fois que le volume de la chambre est renouvelé en une journée. Il se calcule par la formule suivante : [21]

$$nr = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} \quad (IV.5)$$

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

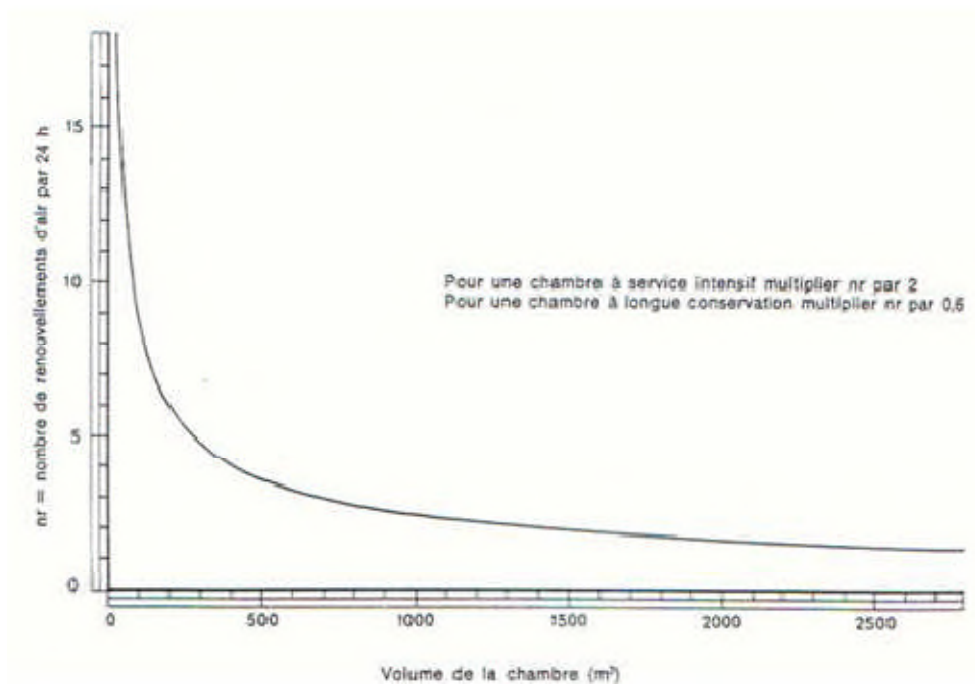


Figure IV.1: Estimation du nombre de renouvellement d'air en fonction du volume de la chambre froide [10]

2.2 Charges thermiques internes :

Elles sont classées en deux catégories ; charges indépendantes des denrées entreposées, charges thermique dépendante des denrées entreposés.

- ✓ Les charges indépendantes des produits entreposés
 - Charge thermique due à l'éclairage
 - Charge thermique due aux personnels
 - Charge thermique due aux chariots élévateurs et machines diverses
 - Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs
- ✓ Les charges dépendantes des produits entreposés
 - Charges thermique des produits entrants

A. Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées :

a) Charge thermique due à l'éclairage :

Les luminaires des chambres froides classiques doivent pouvoir résister au froid, à l'humidité, être étanche à l'eau et être protégé du contact avec tous objets.

La charge thermique due à l'éclairage est donnée par la relation qui suit :

$$Q_{éc} = n_{éc} \cdot P \cdot t \quad (IV.6)$$

$Q_{éc}$: Apport de chaleur due à l'éclairage [J]

$n_{éc}$: Nombre d'éclairage

P : La puissance [W]

t : Le temps de fonctionnement [s]

b) Charge thermique due aux personnels (travailleurs) :

La charge thermique due aux personnels se calcule d'après la formule suivante :

$$Q_{per} = n_{per} \cdot q_{per} \cdot t \quad (IV.7)$$

Q_{per} : Charge thermique due aux personnes [J]

n_{per} : Nombre de personne

q_{per} : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne [W]

t : Temps de travail [s]

Le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide est lié à la température intérieure de la chambre froide, il est donné dans le tableau suivant :

Température de la chambre froide [°C]	Quantité de chaleur dégagée par personne [W]
20	180
15	200
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Tableau IV.1: Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide. [21]

c) Charge thermique due au matériel roulant :

La charge thermique due au matériel roulant (chariots élévateurs et transpalettes) se calcule comme suit :

$$Q_m = \frac{n.P.t}{8640} \quad (IV.7)$$

Q_m : Charge thermique due aux matériels roulant [J]

n : Nombre de matériel roulant d'un type donné

P : Puissance de chaque type de matériel [W]

t : Durée de fonctionnement[s/j]

d) Charge thermique due au moteur de ventilateur:

Dans les chambres froides modernes on utilise toujours des échangeurs de chaleur équipés d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et circulation efficace de l'air, chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique.

La charge due aux moteurs de ventilation est donnée par la formule suivante :

$$Q_V = n_V \cdot p_V \cdot t \quad (IV.8)$$

Q_V : Apport de chaleur par ventilation [J]

n_V : Nombre des moteurs de ventilateur,

p_V : Puissance absorbée par les moteurs de ventilateur en [W]

t : Temps de fonctionnement des moteurs en [s]

B. Charges thermiques dépendantes des produits entreposés :

a) Charge due aux produits entrants :

Les denrées introduites dans la chambre froide ont toujours une température supérieure à celle de la chambre cette dernière dégage une quantité de chaleur donnée par la relation :

$$Q_d = m_d \cdot C_p \cdot (\theta_i - \theta_f) \quad (IV.9)$$

Q_d : Apport de chaleur des denrées [J]

m_d : La masse des denrées introduites dans la chambre par jour [kg]

C_p : Capacité thermique massique des denrées [kJ/kg. °C]

θ_i : Température initiale des denrées (avant refroidissement) [°C]

θ_f : Température final des denrées égale à la température de la chambre froide [°C]

2.3 Charge thermique global 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 :

$$Q_{cf} = Q_P + Q_{r,a} + Q_d + Q_{per} + Q_{éc} + Q_V \quad (IV.10)$$

2.4 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 Q_{SUP}

$$Q_{SUP} = 0,05 \text{ à } 0,1 Q_{CF} \quad (IV.11)$$

3 Calcul des charges thermiques :

3.1 Calcul pour la chambre froide à température de 10°C:

C'est une chambre destinée à conserver de la margarine de type Mâtina à une température au voisinage de 10 °C.

➤ Données de calculs :

Dimensions :

Longueur : $L=38$ m

Largeur : $l=14,92$ m

Hauteur : $H=12,5$ m

Surface : $S=566,96$ m²

Volume : $V=7087$ m³

Conditions thermiques :

Température de sol : $T_s=+15$ C°

Température interne de la chambre 1 : $T_{in1}=+10$ °C

Humidité relative de la chambre 1 : $\Psi_1=95$ %

Température de la deuxième chambre : $T_{in2}=+20$ °C

Humidité relative de la deuxième chambre : $\Psi_2=95$ %

Température basic de la ville de Bejaia $T_{ex}=+ 35$ C°

Humidité relative extérieur $\Psi=80\%$

3.1.1 Calcul des charges thermiques externes :

A. Les apports thermiques à travers les parois :

Matériaux	Epaisseur e (m)	Conductivité λ (w/m.°C)
Panneau sandwich (polyuréthane)	0,09	0,022
Break(Parpaing)	0,2	0,95
Béton	0,1	1,75

Tableau IV.2 : Conductivité thermique et épaisseur de chaque matériau utilisé.

Coté externe de la paroi	$\frac{1}{he}$ (m ² . °C/W)	Coté interne de la paroi	$\frac{1}{hi}$ (m ² . °C/W)
Cas ou la paroi en contact avec l'air extérieur	0 ,03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0,06
Cas ou la paroi en contact avec un autre local	0 ,12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0,12

Tableau IV.3 : résistance thermique superficiel des parois verticales d'une chambre froide [21].

On commence par déterminer le coefficient de transmission k des parois verticales :

- Pour les parois verticales 1, 2 ,3 on a :

$$\frac{1}{he} = 0.03 \text{m}^2\text{°C/W (on contact avec l'extérieur)}$$

$$\frac{1}{hi} = 0.06 \text{m}^2\text{°C/W (ventilation mécanique)}$$

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,09}{0,022} + \frac{0,2}{0,95} + 0,03}$$

$$K = 0.227 \text{ W/ m}^2 \text{ °C}$$

- Parois Est dont les dimensions sont : L= 14,92 m ; H=12,5m

$$Q_{pest} = K.S.\Delta T . t . 10^{-3}$$

$$Q_{pest} = 0,227 (14,92.12, 5) (35-10) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{pest} = 91444,68 \text{ kJ}$$

- Parois Ouest dont les dimensions sont : L=14,92m ; H=12,5m

$$Q_{p \text{ ouest}} = 0,227 (14,92.12, 5) (35-10) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{p \text{ ouest}} = 91444,68 \text{ kJ}$$

- Parois Sud dont les dimensions sont : L=38m ; H=12,5 m

$$Q_{psud} = 0,227 (38.12, 5) (35-12,92) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{psud} = 232902 \text{ kJ}$$

- Parois Nord dont les dimensions sont : L=38m ; H=12,5m

Le coefficient de transmission k se différent :

$$\frac{1}{h_e} = 0,12 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

$$\frac{1}{h_i} = 0,06 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,09}{0,022} + 0,12}$$

$$K = 0,234 \text{ W/ m}^2 \text{ °C}$$

$$Q_{pnord} = 0,234 (38.12, 5) (20-10) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{pnord} = 96033,6 \text{ kJ}$$

Pour les parois horizontales :

Parois	$Ri = \frac{1}{hi} (\text{m}^2 \cdot \text{°C/W})$	$Re = \frac{1}{he} (\text{m}^2 \cdot \text{°C/W})$
Parois avec flux ascendant	0,09	0,05
Parois avec flux descendant	0,15	0,05

Tableau IV.4 : Resistance superficielle des parois horizontales[10]

- **A travers le plafond :**

$$\frac{1}{h_i} = 0,09 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,05 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$$K = \frac{1}{0,09 + \frac{0,09}{0,022} + 0,05}$$

$$K = 0,236 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{plaf}} = 0,236 (38,14, 92) (35-10) 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{\text{plaf}} = 289013, 52 \text{ kJ}$$

- **A travers le sol:**

$$\frac{1}{h_i} = 0,15 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

$\frac{1}{h_e} = 0$ (puisque le sol de la chambre froide a été réalisé sur terre pleine le mouvement d'air par convection en sous face du sol est nul)

$$K = \frac{1}{0,15 + \frac{0,1}{1,75} + \frac{0,08}{0,022}}$$

$$K = 0,26 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sol}} = 0,26 (38,14, 92) (15-10) 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{\text{sol}} = 61200, 92 \text{ kJ}$$

parois	$Q_p = K.S.\Delta T.10^{-3}$ [KJ]
Paroi est	91444,68
Paroi ouest	91444,68
Paroi sud	232902
Paroi nord	96033,6
Plafond	289013,52
Sol	61200,92
Qp total	862039,4

Tableau IV.5: Quantité de chaleur totale échangée à travers les parois (Q_{pTot1}).

B. Charge thermique par renouvellement d'air :

- A l'intérieur de la chambre froide :

Pour une température de $T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec une humidité relative de $\Psi=95\%$ le diagramme de l'air humide nous donne :

$$h_i^s = 29 \text{ kJ/kg air sec.}$$

$$V_i^s = 0,844 \text{ m}^3/\text{kg air sec.}$$

- A l'extérieur de la chambre froide :

Pour une température de $T=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec une humidité relative de $\Psi=80\%$ le diagramme de l'air humide nous donne :

$$h_e^s = 112 \text{ kJ/kg air sec.}$$

$$m_{a,s} = \frac{V_{a,e}}{V_i^s} = \frac{n.V_{CF}}{V_i^s}$$

$$nr = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} = \frac{70}{\sqrt{7087}} = 0,83$$

$$m_{a,s} = \frac{0,83.7087}{0,844}$$

$$m_{a,s} = 6969,44 \text{ kg air sec}$$

$$Q_{r,a} = 6969,44(112 - 29)$$

$$Q_{r,a} = 578463,52 \text{ kJ}$$

3.1.2 Calcul des charges thermiques internes :

A. Charge thermique due à l'éclairage:

Le nombre d'éclairage est de 12 projecteurs d'une puissance de 400W chacune, pour une durée de fonctionnement de 24h.

$$Q_{éc} = n_{éc} \cdot P \cdot t \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{éc} = 12 \cdot 400 \cdot 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{éc} = 414720 \text{ kJ}$$

B. Charge thermique due aux personnels :

Le nombre de personnes qui travaillent dans la chambre froide est 3 travailleurs, leur travail peut être classé comme un travail moyen.

Pour une température de 10°C le tableau (IV.1) nous donne la chaleur dégagée par chaque travailleur $P_{per}=210\text{W}/\text{personne}$

$$Q_{per} = n_{per} \cdot P_{per} \cdot t$$

$$Q_{per} = 3 \cdot 210 \cdot 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{per} = 54432 \text{ kJ}$$

C. Charge thermique des denrées entrantes Q_d :

$$Q_d = m_d \cdot C_p (\theta_{in} - \theta_f)$$

Avec :

La masse des denrées introduites chaque jour : $m_d=100000\text{kg}/\text{jour}$

Température initiale des denrées (avant refroidissement) : $\theta_{in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Température finale des denrées égale à la température de la chambre froide : $\theta_f = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

La Chaleur massique spécifique : $C_p = 2,302 \text{ kJ}/\text{kg }^\circ\text{C}$

$$Q_d = 100000 \cdot 2,302 \cdot (30 - 10)$$

$$Q_d = 4604000 \text{ kJ}$$

D. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs :

$$Q_V = n_V \cdot P_V \cdot t \cdot 10^{-3}$$

La chambre froide contient 6 échangeurs, chaque échangeur contient 3 moteurs de ventilation d'une puissance de 1491,4 W.

$$Q_V = 6 \cdot 3 \cdot 1491,4 \cdot 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_V = 2319425,28 \text{ kJ}$$

E. Charge thermique totale de la chambre froide :

$$Q_{cf1} = Q_P + Q_{r,a} + Q_d + Q_{per} + Q_{éc} + Q_V$$

$$Q_{cf1} = 8833080,2 \text{ kJ}$$

F. Charge thermique non chiffrable :

$$Q_{SUP} = 0,1 Q_{cf1}$$

$$Q_{SUP} = 883308,02 \text{ kJ}$$

G. Charge totale :

$$Q_{T1} = Q_{cf1} + Q_{SUP}$$

$$Q_{T1} = 9716388,22 \text{ kJ}$$

3.2 Calcul des charges thermiques pour la chambre froide à température 20°C:

Cette deuxième chambre est destinée à conserver la margarine de feuilletage de type Parisienne à une température au voisinage de 20 °C

➤ **Données :**

Dimensions :

Longueur : $L=38$ m

Largeur : $l=7,08$ m

Hauteur : $H=12,5$ m

Surface : $S=269,04$ m²

Volume : $V=3363$ m³

3.2.1 Calcul des charges thermiques externes :

A. Charge thermique à travers les parois verticales :

Le coefficient de transmission K :

$$K = 0,227 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parois verticales :

- Parois Est dont les dimensions sont : $l= 7,08$ m, $H=12,5$ m

$$Q_{\text{pest}} = K \cdot S \cdot \Delta T \cdot t$$

$$Q_{\text{pest}} = 0,227 (7,08 \cdot 12,5) (35-20) 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{\text{pest}} = 26036 \text{ kJ}$$

- Parois Ouest dont les dimensions sont : $l= 7,08$ m, $H=12,5$ m

$$Q_{\text{pest}} = Q_{\text{pouest}} = 26036 \text{ kJ}$$

- parois Nord dont les dimensions sont : $L= 38$ m , $H=12,5$ m

$$Q_p = K \cdot S \cdot \Delta T \cdot t \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{pnord} = 0.227 (38.12, 5) (35 - 20) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{pnord} = 139741, 2 \text{ kJ}$$

- parois Sud dont les dimensions sont : L= 38 m , H=12,5m

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,09}{0,22} + 0,12}$$

$$K = 0,234 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{sud} = 0,234. (12,5 \cdot 38). (20 - 10). 86400.10^{-3}$$

$$Q_{sud} = 96033.6 \text{ kJ}$$

Paroi horizontale :

- **A travers le Plafond :**

$$\frac{1}{h_i} = 0,09 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0,05 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$K = \frac{1}{0,09 + \frac{0,09}{0,022} + 0,05}$$

$$K = 0,236 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{plf} = 0,236 (38.7, 08) (35 - 20) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{plaf} = 82287,498 \text{ kJ}$$

- **A travers le sol : par flux descendant**

$$\frac{1}{h_i} = 0,15 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{h_e} = 0$$

$$K = \frac{1}{0,15 + \frac{0,1}{1,75} + \frac{0,08}{0,022}}$$

$$K = 0,26 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{sol} = 0,26 (38,7, 08) (20 - 15) 86400.10^{-3}$$

$$Q_{sol} = 30218,5728 \text{ kJ}$$

parois	$Q_p = K. S. \Delta T . t$ (kJ)
Paroi est	26036
Paroi ouest	26036
Paroi sud	96033,6
Paroi nord	139741,2
Plafond	82287,498
Sol	30218.5728
Qp total	147848,52 kJ

Tableau IV.6:Quantité de chaleur échangée à travers les parois($Q_{p_{tot}}$).

Remarque :

Pour les deux charges du sol et la paroi sud on a la température de la chambre froide est supérieure a celle de l'extérieure ce qui fait un apport de chaleur négative.

B. Charge thermique due aux ouvertures des portes (renouvellement d'air) :

- A l'intérieur de la chambre froide :

Pour une température de $T=20^{\circ}\text{C}$ avec une humidité relative de $\Psi=95\%$ le diagramme de l'air humide nous donne :

$$h_i^s = 57 \text{ kJ/kg air sec.}$$

$$V_i^s = 0,882 \text{ m}^3/\text{kg air sec.}$$

- A l'extérieur de la chambre froide :

Pour une température de $T_e=35^{\circ}\text{C}$ avec une humidité relative de $\Psi= 80\%$ le diagramme de l'air humide nous donne :

$$h_e^s = 112 \text{ kJ/kg air sec.}$$

Calcul de la masse d'air entrant à la chambre froide :

$$m_{a,s} = \frac{V_{a,e}}{V_i^s} = \frac{n \cdot V_{cf}}{V_i^s}$$

Le nombre de renouvellement d'air :

$$nr = \frac{70}{\sqrt{V_{cf}}} = \frac{70}{\sqrt{3363}} = 1,21$$

$$m_{a,s} = \frac{1,21 \cdot 3363}{0,882}$$

$$m_{a,s} = 4613,64 \text{ [kg air sec]}$$

$$Q_{r,a} = 4613,64(112 - 57)$$

$$Q_{r,a} = 253750,17 \text{ kJ}$$

3.2.2 Calcul des charges thermiques internes :

A. Charge thermique due à l'éclairage :

$$Q_{éc} = n_{éc} \cdot P_{éc} \cdot t$$

Le nombre d'éclairage est de 6 projecteurs d'une puissance de 400 W chacune, pour une durée de fonctionnement de 24h.

$$Q_{éc} = n_{éc} \cdot P \cdot t \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{éc} = 6 \cdot 400 \cdot 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{éc} = 207360 \text{ kJ}$$

B. Charge thermique due aux personnels :

Le nombre des personnes qui travaillent dans la chambre froide est 2 travailleurs, leur travail peut être classé comme étant un travail moyen.

Pour une température de 20°C le tableau (IV.I) nous donne la puissance dégagée par chaque travailleurs est $P_{per}=180W$

$$Q_{per} = n_{per} \cdot P_{per} \cdot t$$

$$Q_{per} = 2 \cdot 180 \cdot 86400 \cdot 10^{-3}$$

$$Q_{per} = 31104 \text{ kJ}$$

C. Charge thermique des denrées :

$$Q_d = m_d \cdot C_p \cdot (\theta_{in} - \theta_f)$$

Avec :

La masse des denrées introduites chaque jour : $m_d = 80000 \text{ kg/jour}$

Température initiale des denrées (avant refroidissement) : $\theta_{in} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$

Température finale des denrées égale à la température de la chambre froide : $\theta_f = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

La Chaleur massique spécifique : $C_p = 3,473 \text{ kJ/kg. }^\circ\text{C}$

$$Q_d = 80000 \cdot 3,473 \cdot (28 - 20)$$

$$Q_d = 2222720 \text{ kJ}$$

D. Charge thermique de la chambre :

$$Q_{cf2} = Q_P + Q_{r,a} + Q_d + Q_{per} + Q_{éc} + Q_V$$

$$Q_{cf2} = 2862782,669 \text{ kJ}$$

E. Charges non chiffrables :

$$Q_{SUP} = 0,1 \cdot Q_{cf2}$$

$$Q_{sup} = 286278,2669 \text{ kJ}$$

F. Charge thermique globale :

$$Q_{T2} = Q_{cf2} + Q_{sup}$$

$$Q_{T2} = 3149060,96 \text{ kJ}$$

3.2. 3Charge totale des deux chambres :

Afin de déterminer la puissance frigorifique nécessaire pour assuré le refroidissement des deux chambres on doit additionner les charges thermiques des deux.

$$Q_T = Q_{T1} + Q_{T2}$$

$$Q_T = 12865449,18 \text{ kJ}$$

3.2.4 La puissance frigorifique :

$$\Phi_0 = \frac{Q_T}{t}$$

$$\Phi_0 = \frac{12865449,18}{86400}$$

$$\Phi_0 = 148,91 \text{ kW}$$

➤ **La masse d'air nécessaire au refroidissement de la chambre 2 :**

$$m_a = \frac{Q_{T2}}{h_2 - h_1}$$

$$m_a = \frac{3149060,96}{57 - 29}$$

$$m_a = 112466,46 \text{ kg}$$

➤ **Le débit massique q_m :**

$$q_m = \frac{m_a}{86400}$$

$$q_m = 1.3 \text{ kg as/sec}$$

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons déterminé les charges thermiques internes et externes pour chaque chambre. Ce calcul nous a permis d'évaluer la puissance frigorifique du groupe à installer, celle-ci est de 148,91kW.

Dans la prochaine partie nous allons étudier du point de vue énergétique, la machine frigorifique correspondante.

Deuxième partie : Analyse thermodynamique de l'installation

1. Bilan énergétique de la machine frigorifique :

Pour faire un bilan énergétique et présentation graphique des différents points de cycle frigorifique on utilise un logiciel de simulation CoolPack.

Celui-ci permet de tracer automatiquement le cycle thermodynamique de la machine en ayant déterminé auparavant les différents sommets de ce cycle.

1.1 Simulation et analyse des données:

Condition de fonctionnement de l'installation :

Le rendement isentropique du compresseur est : $\eta_{is}=0.85$

Le fluide frigorigène utilisé est le R134a

HP = 9.8bar $\rightarrow T_k = 39\text{ }^\circ\text{C}$

BP = 1, 9 bar $\rightarrow T_o = -11\text{ }^\circ\text{C}$

La surchauffe au niveau d'évaporateur est de 10°C ,

Le sous – refroidissement dans le condenseur est de 5°C

On introduit les données de fonctionnement sur CoolPack :

The screenshot shows the 'Cycle input' dialog box in CoolPack. It is used for defining the operating conditions of a refrigeration cycle. The 'One stage' option is selected. The evaporating temperature is set to -11.00 °C, and the condensing temperature is 39.00 °C. The isentropic efficiency is 0.85. The calculated COP is 2.34. The dialog also includes buttons for 'Draw cycle', 'Show info', 'Copy cycle', 'Paste cycle', 'Cancel', and 'Help'.

Figure IV.2 : Introduction des données.

Après simulation on a les résultats suivant :

- Représentation graphique du cycle :

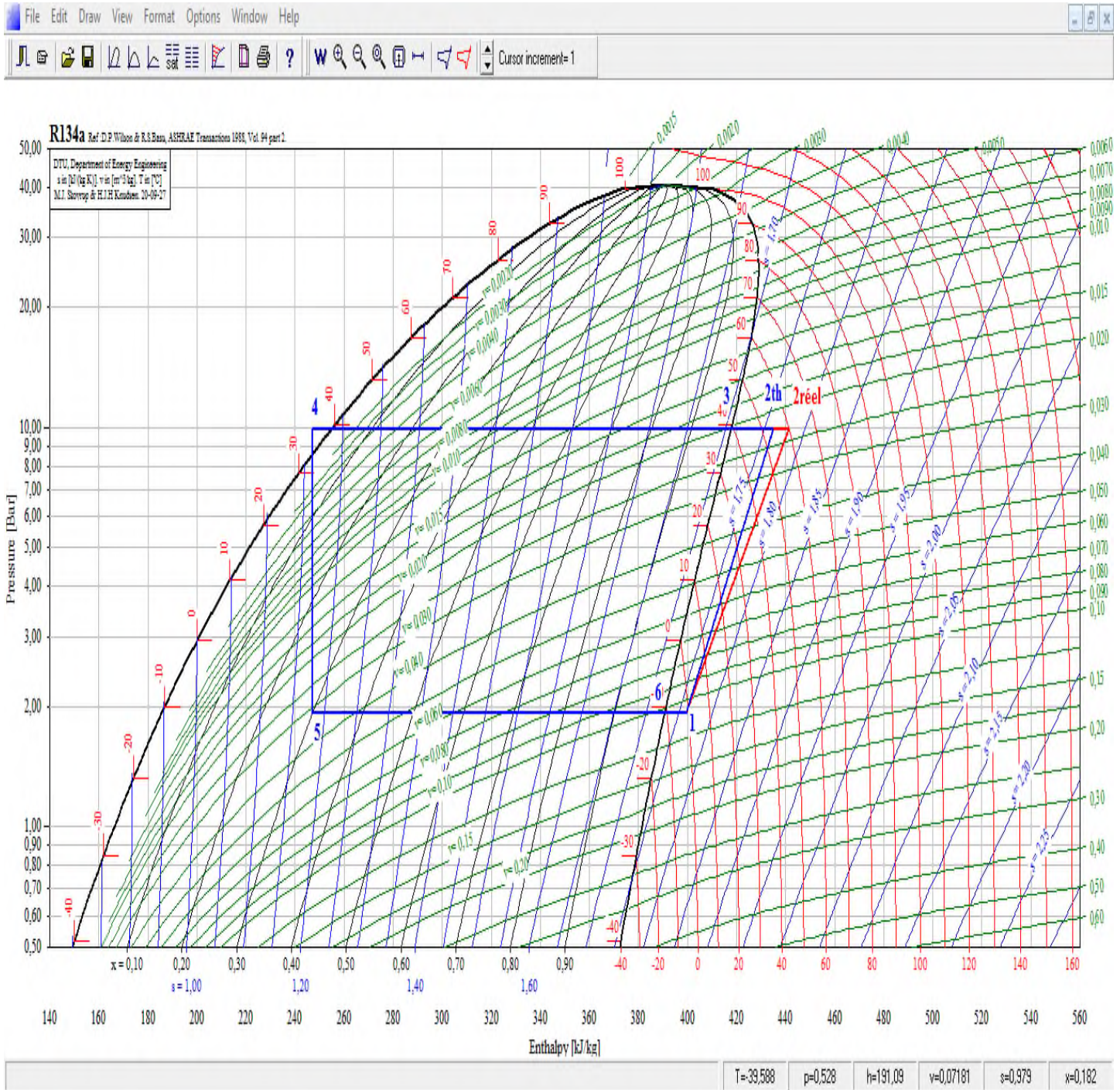


Figure IV.3 : Cycle thermodynamique du R134a.

- Les résultats obtenus :

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	P	v	h	s
	[bar]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	1,929	0,107954	399,409	1,7615
2	9,894	0,023288	441,335	1,7805
3	9,894	0,023288	441,335	1,7805
4	9,894	N/A	247,281	N/A
5	1,929	N/A	247,281	N/A
6	1,929	0,107951	399,409	1,7615
15	9,894	N/A	247,281	N/A

Buttons: OK, Print, Copy, Help

Figure IV.4 : Caractéristiques thermodynamiques des différents points du cycle.

1.2 Bilan énergétique du groupe frigorifique :

Calcul du coefficient de performance pour un rendement isentropique de compresseur $\eta_{is}=0.85$

1.2.1 Bilan de détenteur :

Le détenteur a un fonctionnement isenthalpique $h_4=h_5=247,281\text{kJ/kg}$, donc n'apporte, ni n'enlève de l'énergie au fluide frigorigène.

1.2.2 Bilan de l'évaporateur :

$$Q_0 = h_1 - h_5$$

$$Q_0 = 399,409 - 247,281$$

$$Q_0 = 152,128 \text{ kJ/kg}$$

$$\Phi_0 = q_m \cdot Q_0$$

$$q_m = \frac{148,91}{152,128}$$

$$q_m = 0,97 \text{ kg/s}$$

1.2.3 Bilan du condenseur :

Calcul de la quantité de chaleur au condenseur :

$$Q_K = h_{2 \text{ réel}} - h_4$$

$$Q_K = 441,335 - 247,281$$

$$Q_K = 194,054 \text{ kJ/kg}$$

La puissance cédée au niveau du condenseur :

$$\Phi_K = q_m Q_K$$

$$\Phi_K = 0,97 \cdot 194,054$$

$$\Phi_K = 201,472 \text{ kW}$$

1.2.4 Bilan du compresseur :

Calcul du travail réel du compresseur :

$$W_{\text{réel}} = h_{2\text{réel}} - h_1$$

$$W_{\text{réel}} = 441,335 - 399,409$$

$$W_{\text{réel}} = 41,926 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de la puissance :

$$P_{\text{réel}} = q_m \cdot W_{\text{réel}}$$

$$P_{\text{réel}} = 0,97 \cdot 41,926$$

$$P_{\text{réel}} = 40,67 \text{ kW}$$

2. Le rendement de l'installation :

Calcul du coefficient de performance frigorifique (COP_f) :

$$\text{COP}_f = \frac{\Phi_0}{P_{\text{réel}}}$$

$$\text{COP}_f = \frac{148,91}{40,67}$$

$$\text{COP}_f = 3,66$$

Calcul du coefficient de performance de Carnot(COP_c):

$$\text{COP}_c = \frac{T_0}{T_k - T_0}$$

$$\text{COP}_c = \frac{-11 + 273,15}{(39 + 273,15) - (-5 + 273,15)}$$

$$\text{COP}_c = 5,95$$

Rendement de l'installation :

$$\eta_{\text{ins}} = \frac{\text{COP}_f}{\text{COP}_c}$$

$$\eta_{\text{ins}} = \frac{3,66}{5,95}$$

$$\eta_{\text{ins}} = 0,615$$

Le rendement de la machine frigorifique est de 62%

Calcul de débit d'eau glycolé traversant l'évaporateur :

$$\Phi = q_{\text{meau}} \cdot C_{\text{peau}} \cdot \Delta\theta_{\text{eau}}$$

$\Delta\theta$: la différence de température à l'entrée et la sortie de l'évaporateur est de 5°C

C_{peau} : Chaleur massique de l'eau glycolée est de 4185 J/kg.°C

$$q_{\text{meau}} = \frac{\Phi}{C_{\text{peau}} \cdot \Delta\theta_{\text{eau}}} = \frac{148,91}{4185,5}$$

$$q_{\text{meau}} = 7,12 \text{ kg/s}$$

Conclusion générale

A travers cette étude, nous pensons avoir répondu au problème posé par l'entreprise CEVITAL qui consiste à créer deux chambres froides à deux niveaux de température différentes en divisant la chambre froide actuelle en deux parties tout en continuant à utiliser toujours un seul groupe frigorifique.

Pour ce faire nous avons été amenés à déterminer les charges thermiques pour chaque chambre, puis nous avons effectué une étude thermodynamique du groupe frigorifique susceptible d'extraire les charges thermiques. La solution consiste par ailleurs à utiliser un fluide frigoroporteur intermédiaire qui est de l'eau glycolée.

Deux propositions ont été suggérées pour réaliser cette opération, la première consiste à disposer des ouvrants à ouverture et fermeture automatisées, la seconde consiste à installer un ventilateur de soufflage.

Ce projet nous a permis de mettre en application les connaissances acquises durant notre formation. Par ailleurs il constitue une interaction de plusieurs disciplines de l'ingénierie tels que la transmission de chaleur, le froid, la climatisation avec l'utilisation d'un logiciel conçu pour ce domaine.

Références bibliographiques

- [1] S.BOUKREDIME, « Evaluation des performances d'une machine frigorifique Hybride à absorption/éjection » mémoire master, université Annaba ,2016.
- [2] H.NOAK, R.SEIDEL, P.J.RAPIN et P.JACQUARD, « Pratique des installations frigorifiques », 3ème Edition, PYC livres, 1999.
- [3] O. BEN AMAR, « Etude et conception d'une installation frigorifique de production d'eau glacée pour l'usine CLC à Soliman » mémoire magister, école national de Monastir, 2017.
- [4] Technique du froid cours de base, édition juillet 2007.
- [5] C.HAMAIDI, « étude de l'influence de la nature du fluide sur les performances d'une machine à éjecto-compression », mémoire master, université Annaba ,2016.
- [6] S.AKTERIANA, «Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet ejector vacuum systems for deodorizing edible oils», 11th International Congress on Engineering and Food, 2011.
- [7] I.DARAGLIA, « Simulation du cycle de la machine frigorifique NH₃/CO₂ à cascade l'aide du logiciel EES »mémoire master, université Annaba, 2017.
- [8] O.LARKICH, « modélisation d'une machine frigorifique à absorption : application des équilibres de phases » thèse doctorat, université de Constantine ,2012.
- [9] W.CHEKHIROU, « Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption », thèse doctorat, université Constantine, 2008.
- [10] N.ISSAKOUNNENE, « étude et amélioration du fonctionnement d'une installation frigorifique Danone Djurdjura Algérie » mémoire master, université de Bejaia, 2010.
- [11] D.ABBAS, A.HOCINE, « étude et dimensionnement d'un centre de dépôt frigorifique » Université Bouira ,2017.
- [12] G.JUNJIE, S.WANG, Z.GAN, «Two Phase Flow in Refrigeration Systems», SPRINGER, New York, 2014.
- [13] J. DESMONS, Aide-mémoire, Froid industriel, 2ème édition, Dunod, Paris, 2006,2010.
- [14] L.ABRAHAM, « L'ABC de la climatisation en 220 pages »,2ème édition, juillet 2016.
- [15] F. MEUNIER, P. RIVET, M. F. TERRIER, « Froid industriel »,2ème édition, série froid et Génie climatique, Dunod, Paris, 2005.
- [16] M.TALBI, « Modélisation en régime dynamique d'une machine frigorifique à compression de vapeur », Université Oran, 2011.
- [17] S.HAMDADOU, « caractéristique du compresseur et de l'évaporateur d'une machine frigorifique fonctionnant au CO₂» mémoire master, Université Tizi Ouzo, 2011.

[18] Paul RIVET, Impact environnemental du froid et efficacité énergétique, Technique de l'Ingénieur, be9720.

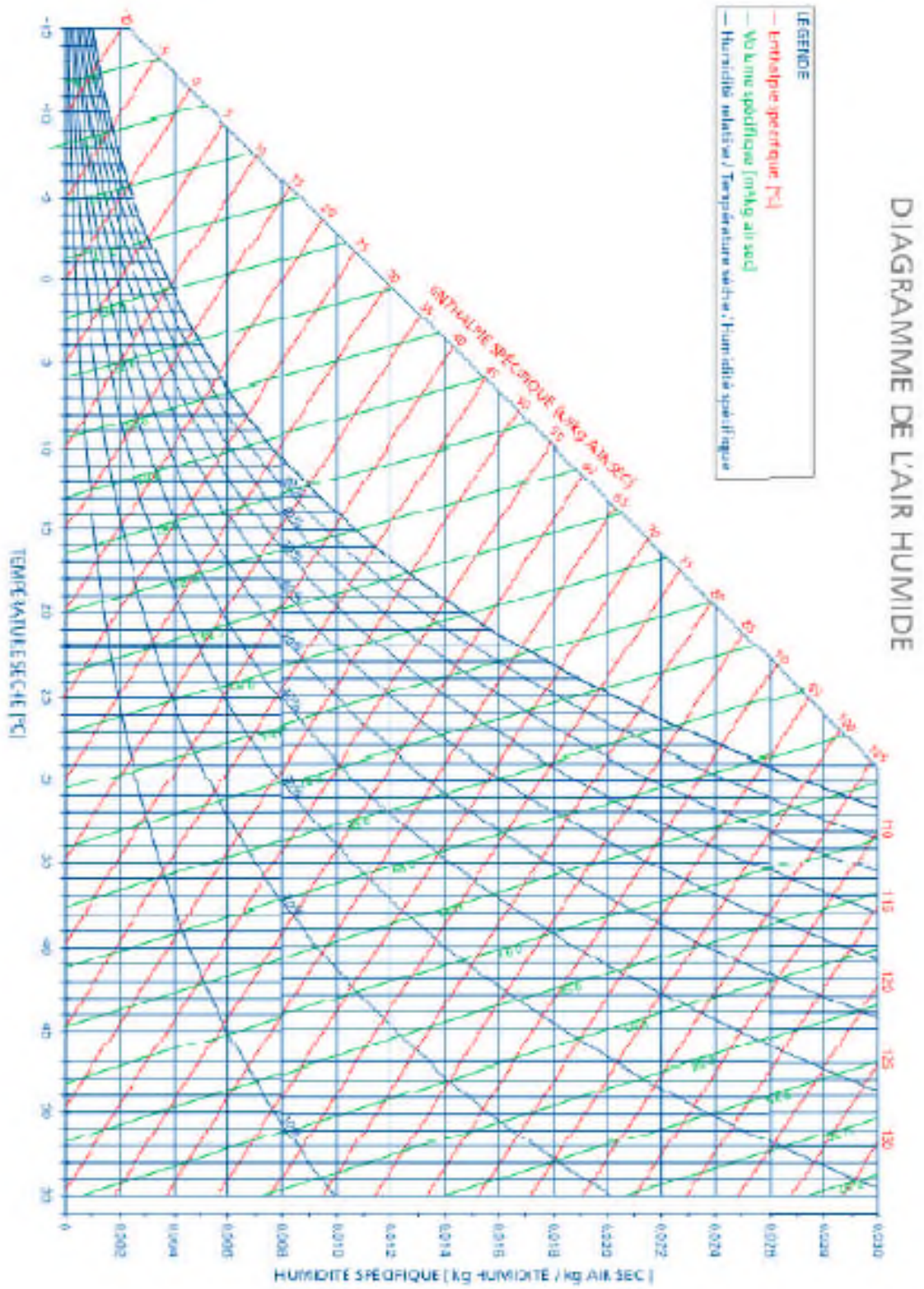
[19] S. ZINE, « Etude d'un cycle frigorifique transcritique au CO₂ muni d'un détendeur à éjecteur ». Mémoire magister, Université Annaba ,2008.

[20] CETIAT, Guide Technique, Les différents procédants de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires, France.

[21] H.J. BREIDERT, Calcul des chambres froides, PYC livres, Paris, 1998.

Annexes

A.1.1 : Diagramme de l'air humide.



A.2 : Table thermodynamique de saturation du R137a.

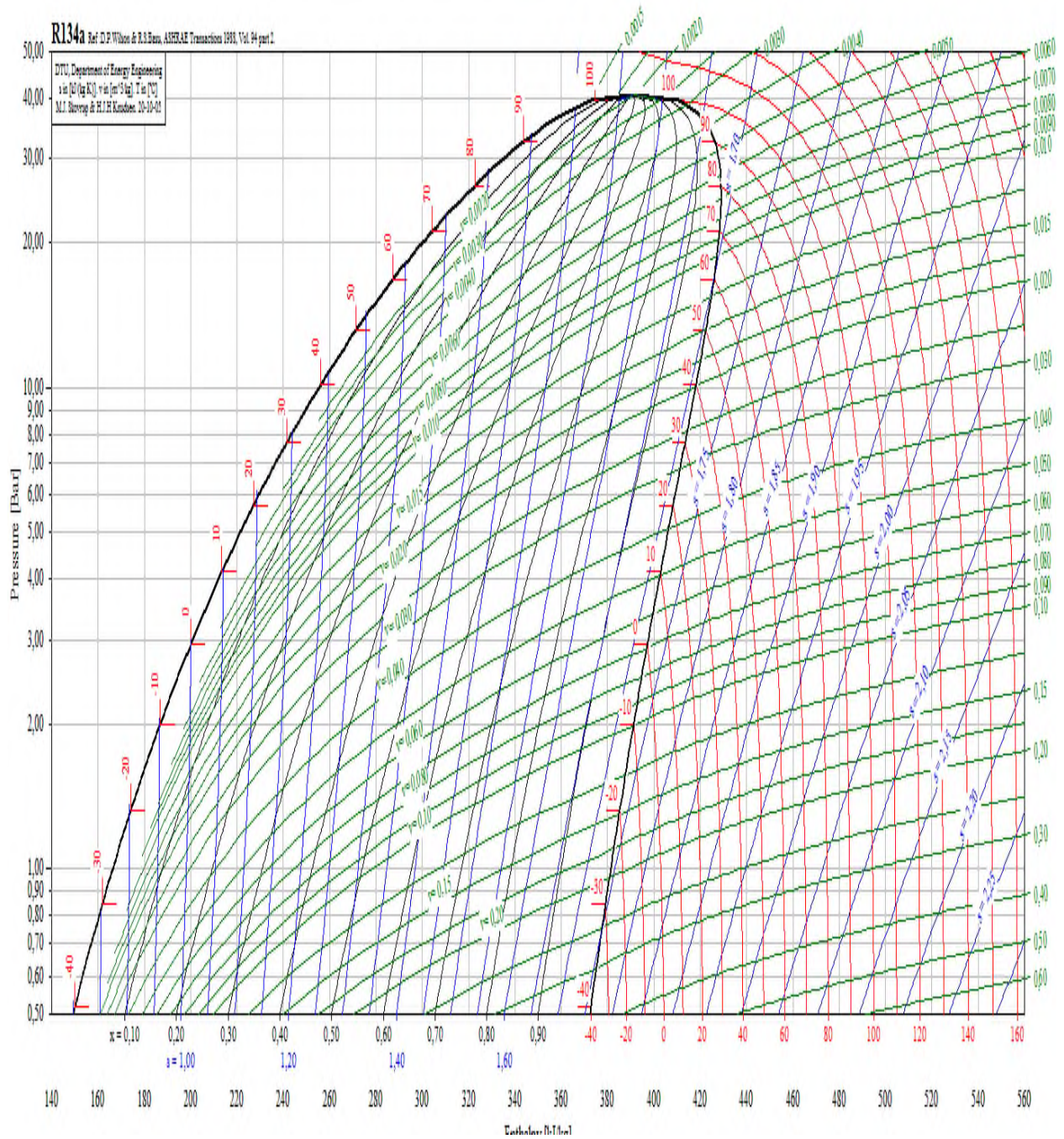
T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
-40,00	0,516	0,7055	0,35692	149,97	372,85	222,88	0,8030	1,7589
-39,00	0,544	0,7069	0,34001	151,15	373,48	222,33	0,8080	1,7575
-38,00	0,572	0,7083	0,32405	152,33	374,11	221,78	0,8130	1,7562
-37,00	0,602	0,7098	0,30898	153,51	374,74	221,23	0,8180	1,7548
-36,00	0,633	0,7113	0,29474	154,70	375,37	220,66	0,8231	1,7535
-35,00	0,665	0,7127	0,28128	155,89	375,99	220,10	0,8281	1,7523
-34,00	0,699	0,7142	0,26855	157,09	376,62	219,53	0,8331	1,7510
-33,00	0,734	0,7157	0,25651	158,29	377,24	218,95	0,8381	1,7498
-32,00	0,770	0,7172	0,24511	159,49	377,87	218,37	0,8431	1,7486
-31,00	0,808	0,7187	0,23431	160,70	378,49	217,79	0,8480	1,7474
-30,00	0,847	0,7202	0,22408	161,91	379,11	217,20	0,8530	1,7463
-29,00	0,888	0,7218	0,21438	163,13	379,73	216,61	0,8580	1,7452
-28,00	0,930	0,7233	0,20518	164,35	380,35	216,01	0,8630	1,7441
-27,00	0,974	0,7249	0,19645	165,57	380,97	215,40	0,8679	1,7430
-26,00	1,020	0,7264	0,18817	166,80	381,59	214,79	0,8729	1,7420
-25,00	1,067	0,7280	0,18030	168,03	382,21	214,18	0,8778	1,7410
-24,00	1,116	0,7296	0,17282	169,26	382,82	213,56	0,8828	1,7400
-23,00	1,167	0,7312	0,16571	170,50	383,44	212,94	0,8877	1,7390
-22,00	1,219	0,7328	0,15896	171,74	384,05	212,31	0,8927	1,7380
-21,00	1,274	0,7345	0,15253	172,99	384,67	211,68	0,8976	1,7371
-20,00	1,330	0,7361	0,14641	174,24	385,28	211,04	0,9025	1,7362
-19,00	1,388	0,7378	0,14059	175,49	385,89	210,40	0,9075	1,7353
-18,00	1,448	0,7394	0,13504	176,75	386,50	209,75	0,9124	1,7345
-17,00	1,511	0,7411	0,12975	178,01	387,11	209,10	0,9173	1,7336
-16,00	1,575	0,7428	0,12471	179,27	387,71	208,44	0,9222	1,7328
-15,00	1,641	0,7445	0,11991	180,54	388,32	207,78	0,9271	1,7320
-14,00	1,710	0,7463	0,11533	181,81	388,92	207,11	0,9320	1,7312
-13,00	1,781	0,7480	0,11095	183,09	389,52	206,44	0,9369	1,7304
-12,00	1,854	0,7498	0,10678	184,36	390,12	205,76	0,9418	1,7297

T	p	v _l	v _g	h _l	h _g	R	s _l	s _g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
-11,00	1,929	0,7515	0,10279	185,65	390,72	205,08	0,9467	1,7289
-10,00	2,007	0,7533	0,09898	186,93	391,32	204,39	0,9515	1,7282
-9,00	2,088	0,7551	0,09534	188,22	391,92	203,69	0,9564	1,7275
-8,00	2,170	0,7569	0,09186	189,52	392,51	202,99	0,9613	1,7269
-7,00	2,256	0,7588	0,08853	190,82	393,10	202,29	0,9661	1,7262
-6,00	2,344	0,7606	0,08535	192,12	393,70	201,58	0,9710	1,7255
-5,00	2,434	0,7625	0,08230	193,42	394,28	200,86	0,9758	1,7249
-4,00	2,527	0,7644	0,07938	194,73	394,87	200,14	0,9807	1,7243
-3,00	2,623	0,7663	0,07659	196,04	395,46	199,42	0,9855	1,7237
-2,00	2,722	0,7682	0,07391	197,36	396,04	198,68	0,9903	1,7231
-1,00	2,824	0,7701	0,07135	198,68	396,62	197,95	0,9952	1,7225
0,00	2,928	0,7721	0,06889	200,00	397,20	197,20	1,0000	1,7220
1,00	3,036	0,7740	0,06653	201,33	397,78	196,45	1,0048	1,7214
2,00	3,146	0,7760	0,06427	202,66	398,36	195,70	1,0096	1,7209
3,00	3,260	0,7781	0,06210	203,99	398,93	194,94	1,0144	1,7204
4,00	3,376	0,7801	0,06001	205,33	399,50	194,17	1,0192	1,7199
5,00	3,496	0,7821	0,05801	206,67	400,07	193,40	1,0240	1,7194
6,00	3,619	0,7842	0,05609	208,02	400,64	192,62	1,0288	1,7189
7,00	3,746	0,7863	0,05425	209,37	401,21	191,84	1,0336	1,7184
8,00	3,876	0,7884	0,05248	210,72	401,77	191,05	1,0384	1,7179
9,00	4,009	0,7906	0,05077	212,08	402,33	190,25	1,0432	1,7175
10,00	4,145	0,7927	0,04913	213,44	402,89	189,45	1,0480	1,7170
11,00	4,286	0,7949	0,04756	214,80	403,44	188,64	1,0527	1,7166
12,00	4,429	0,7971	0,04604	216,17	404,00	187,83	1,0575	1,7162
13,00	4,577	0,7994	0,04458	217,54	404,55	187,01	1,0623	1,7158
14,00	4,728	0,8016	0,04318	218,92	405,10	186,18	1,0670	1,7154
15,00	4,883	0,8039	0,04183	220,30	405,64	185,34	1,0718	1,7150
16,00	5,042	0,8062	0,04052	221,68	406,18	184,50	1,0765	1,7146
17,00	5,204	0,8085	0,03927	223,07	406,72	183,66	1,0813	1,7142

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
18,00	5,371	0,8109	0,03806	224,44	407,26	182,82	1,0859	1,7139
19,00	5,541	0,8133	0,03690	225,84	407,80	181,96	1,0907	1,7135
20,00	5,716	0,8157	0,03577	227,23	408,33	181,09	1,0954	1,7132
21,00	5,895	0,8182	0,03469	228,64	408,86	180,22	1,1001	1,7128
22,00	6,078	0,8206	0,03365	230,05	409,38	179,34	1,1049	1,7125
23,00	6,265	0,8231	0,03264	231,46	409,91	178,45	1,1096	1,7122
24,00	6,457	0,8257	0,03166	232,87	410,42	177,55	1,1143	1,7118
25,00	6,653	0,8283	0,03072	234,29	410,94	176,65	1,1190	1,7115
26,00	6,853	0,8309	0,02982	235,72	411,45	175,73	1,1237	1,7112
27,00	7,058	0,8335	0,02894	237,15	411,96	174,81	1,1285	1,7109
28,00	7,267	0,8362	0,02809	238,58	412,47	173,89	1,1332	1,7106
29,00	7,482	0,8389	0,02727	240,02	412,97	172,95	1,1379	1,7103
30,00	7,701	0,8416	0,02648	241,46	413,47	172,00	1,1426	1,7100
31,00	7,924	0,8444	0,02572	242,91	413,96	171,05	1,1473	1,7097
32,00	8,153	0,8473	0,02498	244,36	414,45	170,09	1,1520	1,7094
33,00	8,386	0,8501	0,02426	245,82	414,94	169,12	1,1567	1,7091
34,00	8,625	0,8530	0,02357	247,28	415,42	168,14	1,1614	1,7088
35,00	8,868	0,8560	0,02290	248,75	415,90	167,15	1,1661	1,7085
36,00	9,117	0,8590	0,02225	250,22	416,37	166,15	1,1708	1,7082
37,00	9,371	0,8620	0,02162	251,70	416,84	165,14	1,1755	1,7079
38,00	9,630	0,8651	0,02102	253,18	417,30	164,12	1,1802	1,7077
39,00	9,894	0,8682	0,02043	254,67	417,76	163,09	1,1849	1,7074
40,00	10,164	0,8714	0,01986	256,16	418,21	162,05	1,1896	1,7071
41,00	10,439	0,8747	0,01930	257,66	418,66	161,00	1,1943	1,7068
42,00	10,720	0,8779	0,01877	259,16	419,11	159,94	1,1990	1,7065
43,00	11,007	0,8813	0,01825	260,67	419,54	158,87	1,2037	1,7062
44,00	11,299	0,8847	0,01774	262,19	419,98	157,79	1,2084	1,7059
45,00	11,597	0,8882	0,01726	263,71	420,40	156,69	1,2131	1,7056
46,00	11,901	0,8917	0,01678	265,24	420,83	155,59	1,2178	1,7053

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
47,00	12,211	0,8953	0,01632	266,77	421,24	154,47	1,2225	1,7050
48,00	12,526	0,8989	0,01588	268,32	421,65	153,33	1,2273	1,7047
49,00	12,848	0,9026	0,01544	269,86	422,05	152,19	1,2320	1,7044
50,00	13,176	0,9064	0,01502	271,42	422,44	151,03	1,2367	1,7041
51,00	13,510	0,9103	0,01461	272,98	422,83	149,85	1,2414	1,7037
52,00	13,851	0,9142	0,01421	274,55	423,21	148,66	1,2462	1,7034
53,00	14,198	0,9182	0,01383	276,13	423,59	147,46	1,2509	1,7030
54,00	14,552	0,9223	0,01345	277,71	423,95	146,24	1,2557	1,7027
55,00	14,912	0,9265	0,01309	279,30	424,31	145,01	1,2604	1,7023
56,00	15,278	0,9308	0,01273	280,90	424,66	143,75	1,2652	1,7019
57,00	15,652	0,9351	0,01239	282,51	424,99	142,49	1,2700	1,7015
58,00	16,032	0,9396	0,01205	284,13	425,32	141,20	1,2747	1,7011
59,00	16,419	0,9441	0,01172	285,75	425,64	139,89	1,2795	1,7007
60,00	16,813	0,9488	0,01141	287,39	425,96	138,57	1,2843	1,7003
61,00	17,215	0,9536	0,01110	289,03	426,26	137,23	1,2892	1,6998
62,00	17,623	0,9585	0,01079	290,68	426,54	135,86	1,2940	1,6994
63,00	18,039	0,9635	0,01050	292,35	426,82	134,47	1,2988	1,6989
64,00	18,462	0,9687	0,01021	294,02	427,09	133,07	1,3037	1,6983
65,00	18,893	0,9739	0,00993	295,71	427,34	131,63	1,3085	1,6978
66,00	19,331	0,9794	0,00966	297,40	427,58	130,18	1,3134	1,6973
67,00	19,777	0,9850	0,00940	299,11	427,81	128,70	1,3183	1,6967
68,00	20,231	0,9907	0,00914	300,83	428,02	127,19	1,3232	1,6961
69,00	20,692	0,9966	0,00888	302,57	428,22	125,65	1,3282	1,6954
70,00	21,162	1,0027	0,00864	304,31	428,40	124,08	1,3331	1,6947
71,00	21,640	1,0090	0,00840	306,07	428,56	122,49	1,3381	1,6940
72,00	22,126	1,0155	0,00816	307,85	428,71	120,86	1,3431	1,6933
73,00	22,620	1,0222	0,00793	309,64	428,84	119,19	1,3482	1,6925
74,00	23,123	1,0291	0,00770	311,45	428,94	117,49	1,3532	1,6917
75,00	23,634	1,0363	0,00748	313,27	429,03	115,76	1,3583	1,6908

A.3 : diagramme h- log p de R134a



RESUME

Afin de répondre au besoin de l'entreprise CEVITAL, qui consiste à créer deux chambres froides à deux niveaux de températures différentes en divisant la chambre actuelle en deux, toute on gardant toujours un seul groupe frigorifique.

Pour y faire nous avons proposé deux solutions pour réaliser cette opération, la première solution consiste à disposer des ouvrants et la seconde consiste à installer un ventilateur de soufflage.

Mots clés : Machine frigorifique, fluide frigorigènes, réfrigération, chambre froide.

ABSTRACT

In order to meet the need of the CEVITAL company, wich consists in creating two cold rooms at two different temperature levels by devising the current room in two, all of wich always keep a single refrigeration unit.

To do this, we have proposed two solutions for carrying out this operation, the first solution consists of having the opening elements and the second consists of installing a supply fan.

Key worlds: Refrigeration machine, refrigerant, refrigeration, cold room.

