REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Génie Climatique

Etude d'un entrepôt frigorifique pour conservation des denrées alimentaires

---

Présenté par

Haoua Nassira

Triki Houria

Proposé et Dirigé par

Dr:Chiba Younes

Promotion 2019

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier ALLAH pour nous avoir guidés vers le bon chemin de la lumière et du savoir et pour nous avoir donné du courage, de la volonté afin de pouvoir réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre promoteur Dr. Y. chiba pour l'encadrement de ce mémoire pour son aide, sa patience et la confiance qu'il nous a accordée.

Nous tenons à remercier : le président et les membres de jury pour avoir accepté de juger notre travail.

Nos sincères remerciements vont également à tous les enseignants du département de Génie mécanique de l'université de Médéa, et à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Nassira, Houria

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère ***Mère*** *en témoignage et en gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconfort moral, eux qui est consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affections sans limite.*

A mes sœurs : ***Souhila, Sara, ,Dalila, Asma, Souade, Khdija, Nawel ,Lamia , Habiba ,Ikram*** *et* ***Ahlem***

A toute la famille : ***Haoua,*** *et* ***Dahlas***

A mes Amis : Houria, Houda, Fatiha.

A toute la promotion de G.C 2019 .

Nassira .

Dédicaces

La première des pages qui reste la dernière à écrire….Et voila enfin le moment d'achever des merveilleuses années en université, des années pleines avec des magnifiques moments et des bons amis. Je dédie ce modeste travail a :

La plus belle famille dans le monde, a celle qui mon cœur depuis ma naissance n'a pu éprouver qu'amour et reconnaissance, a celle qui a donne un sens a mon existence en m'offrant une éducation digne de confiance

À ma chère Mère, un énorme Merci

À mon frère Mouloud, pour son amour et son soutien moral depuis mon enfance.

Mercie frère

A mes frères Rabah et son épouse Sara et Adel ,A mes sœurs Shahira, Fathia et son marie Mouloud, Saida . A mes chères amie Naima, Khadija, fatma,Ikramet et Nassira

A mes neveux et nièces: Abdelhak ,Khadija et Soulef

A mes camarades de la section génie climatique .

A tous mes proches et mes amis

Houria

ملخص:

إن اللجوء إلى التبريد يشكل ممارسة شائعة لحفظالأغذية على المدى الطويل , من بضعة أيام إلى بضعة أسابيع.التخزين المبرد ،في القطاع العام على حد سواء في قمة التوسع ، نضرا لان منتجي الأغذية وتجار التجزئة يتطلعون بشكل متزايد إلى تعهيد أنشطتهم اللوجيستية ، بالإضافةإلى ذلك فان استهلاك المواد الغذائية المبردة أو المجمدة في تزايد مستمر. وبالتالي فان الهدف من موضوع البحث هذا هو انجاز مشروع مستودع تبريد متعدد الإغراض لتخزين و تجميد المنتجات النباتية و الحيوانية ،يتم إعداد حوصلة التبريد في تحديد الطاقات اللازمة في كل غرفة تبريد و التي ستكون أساس تصميم واختيار مختلف تجهيزات نظام التبريد.

كلمات مفتاحية: التخزين المبرد، غرفة التبريد، التبريد، تخزين، تجميد

Résumé

Le recours au froid constitue une pratique courante pour assurer une conservation prolongée des aliments, de quelques jours à quelques semaines. L'entreposage frigorifique, tant publique que privé est en pleine expansion, car les producteurs de produits alimentaires et les détaillants cherchent de plus en plus à externaliser leurs activités logistiques. En outre, la consommation des produits alimentaires réfrigérés ou congelés est entrain d'augmenter. Ainsi, l'objectif de ce travail est l'étude d'un entrepôt frigorifique polyvalent pour la conservation et la congélation des produits animaux et végétaux. Un bilan frigorifique est établi pour déterminer les puissances nécessaires dans chaque chambre froides et qui sera la base du dimensionnement et la sélection des différents équipements de l'installation frigorifique.

Mots-clés : Entreposage frigorifique, chambre froide, réfrigération, conservation, congélation.

Abstract

The request to the refrigeration is a common practice to insure a prolonged preservation of food, from few days to few weeks. The cold storage, public as private is rapidly growing, because the foodstuffs producers and the retailers try more and more to outsource their logistic activities. Besides, the consumption of cooled or frozen foodstuffs is increasing. For that reason, the aim of this work is to carry out a draft of a multi-purpose cold storage warehouse for the preservation and the freezing of animal and vegetal products. A refrigerated balance assessment is established to determine the necessary powers in every cold room and which will be the basis of the design and the selection of the various equipments of the refrigerating system.

Keywords: Cold storage, cold room, refrigeration, preservation, freezing.

Introduction général.....01

Chapitre 01: description et destination de l'entrepôt

1 Introduction.....02

2 Intérêt de service de l'entreposage.....02

2.1. Définition de froid 02

2.2. Définition d'un entrepôt frigorifique 02

2.3. Fonction économique des entrepôts.....02

2.4. Type des opérations frigorifiques 02

3 Type des entrepôts frigorifique.....04

3.1. Entrepôt d'usine 04

3 .2. Entrepôt commerce 04

3 .3. Entrepôt des lieux de production 04

3 .4. Entrepôt spécialise 05

3.5. Entrepôt polyvalent 05

4 Description et situation de l'entrepôt frigorifique.....05

4.1. Description des chambres froides 05

4.2. Données climatiques 06

- Conditions intérieures d'entreposage.....06
- Les paramètres climatiques extérieurs de base.....06

4.3 : Caractéristique des denrées à entreposer.....07

4.4. Isolation thermique de l'entrepôt 08

- Définition d'isolant 08
- Les différents types de l'isolant thermique.....08
- Rôle de l'isolation 08
- Propriétés de l'isolation 09

4.5. Le choix de l'isolant.....09

4.5.1. Les caractéristiques du polyuréthane 09

4.5.2 Le choix des différentes parois 09

- Mur extérieur et plafond.....10
- Murs intérieurs.....10
- Porte 11

5. Tonnage des denrées à entreposer 12

- capacité de stockage.....12

Chapitre 02: Calcul du bilan frigorifique

1 Introduction 15

2. Le transfert de chaleur 15

2.1 Les modes de transfert de chaleur 15

- La conduction 15
- La convection 15
- Le rayonnement 16

2.2 Les différents apports de chaleur.....16

- Les apports externes 16
- Les apports internes 16
- Les apports indépendants des denrées 16
- Les apports par transmission .....16.

3. Méthode du calcul des épaisseurs de l'isolant 16

3.1Le calcul du coefficient d'échange intérieur αi 17

- Calcul de αicl 17
- Calcul de αicf.....19
- Calcul de αir 20
- Le calcul du coefficient d'échange extérieur αe 21
- Calcul des températures intérieures Tpi 21
- Calcul de la température moyenne 'Tm' 21
- Calcul du coefficient de dilatation 'ß'.....22
- Calcul du nombre de Prandtl 'Pr'.....22
- Calcul de nombre de $Grashof$.....23
- Calcul du nombre de Rayleigh 23
- Détermination des coefficients C et n des parois extérieures.....23
- Calcul le coefficient d'échange par convection extérieure αicl.....24
- Calcul du nombre adimensionnel de Reynolds 24
- Calcul du coefficient αicf 25
- Le calcul de αir 25
- Le calcul de αi 26

- Calcul de αe.....26
- Calcul de la Température de la paroi extérieure Tpe 26
- Calcul de la Température Tm 26
- Calcul du coefficient de dilatation ‘β’.....27
- Calcul du nombre adimensionnel de $Prandlt$.....27
- Calcul du nombre de $Grashof$ 27
- Calcul du nombre de Rayleigh 28
- Détermination des coefficients C et n des parois extérieures.....28
- Calcul le coefficient d’échange par convection extérieure αecl.....29
- Calcul du nombre adimensionnel de Reynolds 29
- Calcul du coefficient αecf 29
- Le calcul de αer 30
- Le calcul de αe 30
- Le calcul de l'épaisseur de l'isolant Eis 30

4. Les différents apports de chaleur 32

4.1 Les apports externes 33

- Les apports par transmission 33
- Les apports dus au renouvellement d'air 35
- Les apports dus au renouvellement d'air systématique.....35
- Les apports dus au renouvellement d'air intempestif.....37

4.2Les apportes internes 38

- Les apports dus à l'introduction des denrées.....38
- Les apports dus à l'éclairage.....38
- Les apports dus au personnel 40
- Charge thermique due au matériel roulant.....41
- Les apports dus au refroidissement de L'emballage.....41

4.3 : Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs.....42

5 : Vérification de la température du SAS.....44

Chapitre 03:Production du froid

1. Introduction.....46
2. Cycle frigorifique.....46
3. choix du fluide frigorigène 46
3.1les critères de choix du fluide frigorigène 46
- Critère thermodynamique 47
- Critères de sécurité 47
- Critères techniques 47
- Critères économiques.....47
- Critères écologiques 47

3.2- L'altération de la couche d'ozone "ozone dépilation potentiel » 47
3.3- L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone 48
3.4- L'effet de serre 48
4. Les fluides frigorigènes 48
4.1. Le GWP et ODP des différents FF 49
4.2. Le R134a 50
- Généralités 50
- Caractéristiques techniques 50
- Caractéristiques environnementales 50
- Contraintes légales.....51

4.4. Le R404A 52
- Généralités 52
- Caractéristiques techniques 52
- Caractéristiques environnementales 52
- Contraintes légales 52

5. Choix des équipements de production du froid 53
5.1. Mode de production de froid.....53
5.1.1Cycle frigorifique à compression mécanique 53
- A-cycle à compression mono-étagée 53
- Cycle à compression bi-étagée 53
- Cycle à compression poly-étagé 54
- Cycle à compression en cascade 54

5.1.2. Cycles frigorifiques à absorption 54

5.2Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle.....54
- La température de condensation 54
- La température d'évaporation 54
- La pression de condensation et d'évaporation 55
- Le taux de compression.....55

6. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 56
6.1. Composants principaux 56
6.2. La machines à compression mécanique mono étagée 57
6.3. La machines à compression mécanique bi étagée.....58
7. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée 61
- Le débit massique du fluide frigorigène.....61
- Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur.....61
- La puissance théorique consommée par le compresseur 61
- La quantité de chaleur dégagée par le condenseur.....61
- Le coefficient de performance 62
- Vérification du bilan frigorifique de l'installation.....62

8. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée 66
8.1. Le bilan massique de la BRI 67
- L'étage bas pression 67
- Le débit massique du fluide frigorigène 67
- Le débit volumique du fluide frigorigène 67
- La puissance théorique consommée par le compresseur bas Pression 67
- L'étage haut pression 67
- Le débit volumique du fluide frigorigène 68
- La puissance théorique consommée par la compresseur haute Pression 68
- Le coefficient de performance (COP).....68
- Vérification du bilan frigorifique de l'installation 68

Chapitre 04: Choix et calcul des éléments de l'installation

1. Introduction.....74
2. Le compresseur.....74
- Principe de fonctionnement du Compresseur.....74

3. Le condenseur.....74
- Classification.....75

- le condenseur à air (à ailettes).....75
- Choix de groupe de condensation.....76

4. l'évaporateur 77

- Rôle de l'évaporateur 77
- Fonctionnement de l'évaporateur.....77
- Classification.....77
- Evaporateur de refroidissement d'air a détente directe.....78
- Dimensionnement de l'évaporateur 78

5. Le détendeur.....79

- principe de fonctionnement de détendeur thermostatique.....79
- Dimensionnement du détendeur thermostatique 79

6. Les appareils annexes de l'installation.....81

- Séparateur d'huile.....81
  - le rôle de séparateur d'huile dans le circuit frigorifique.....82
  - Principe de fonctionnement du séparateur d'huile.....82
- Réservoir de liquide.....83
- Filtre déshydraté.....83
- Le voyant.....84
  - Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC.....84
- Le Clapet de retenue.....85

7. Tuyauterie de l'installation.....85

- Tuyauterie de refoulement.....85
- Tuyauterie de liquide.....85
- Tuyauterie d'aspiration.....86
  - Rôle de la tuyauterie.....86

Chapitre 05: Régulation

1. INRTODUCTION.....87
2. Les thermostats.....87
   - Régulation..... 87
   - Sécurité.....87
   - Réglage de thermostat.....87
   - Différents types thermostats.....87
3. Les pressostats.....87

- Pressostats basse pression « P. BP »....88
- Pressostats haute pression « P. HP »....89
- Pressostats combinés « haute et basse pression »....90
- Pressostats différentiels d'huile « P. DH »....90

4. Différents types régulation....91

5. Choix de régulation....91

5.1principe de fonctionnement....91

Liste des figures

Figure :1.1**:**Plan de l'entrepôt frigorifique.....07
Figure : 1.2.Structure des murs.....10
Figure : 1.3.Structure des murs.....10
Figure : 1.4.Structure du Plancher.....11
Figure : 1.5.Structure des Porte.....11
Figure : 1.6.Disposition des caisses à l'intérieur des chambres.....13
Figure : 2.1.Exemple de calcule (Chambre 01).....21
Figure : 3.1. Schéma de principe du cycle frigorifique.....46
Figure : 3.2. machines à compression mécanique mono étagée.....57
Figure : 3.3. Cycle frigorifique à CM mono-étagée.....57
Figure : 3.4.Machine frigorifique à CM bi-étagée à injection partielle.....58
Figure : 3.5.Cycle frigorifique à CM bi-étagée à injection partielle.....59
Figure : 3.6.Machine frigorifique à CM bi-étagée à injection totale.....60
Figure : 3.7.Cycle frigorifique à CM bi-étagée à injection totale.....60
Figure : 3.8. : Cycle frigorifique mono étagée pour la chambre (1).....63
Figure : 3.9. : Cycle frigorifique mono étagée pour la (SAS).....65
Figure : 3.10 Cycle frigorifique bi étagés pour la chambre (2).....69
Figure : 3.11. Figure : Cycle frigorifique bi étagée pour la chambre (03).....71
Figure : n.4.1coupe transversale et longitudinale d'un condenseur a air.....75
Figure : 4.2 groupe de condensation.....76
Figure : 4.3Séparateur d'huile.....81
Figure : 4.4 Réservoir de liquide.....83
Figure: 4.5Filtre déshydraté.....84
Figure: 4.6 Le voyant 84
Figure : n.5.1 Pressostats basse pression.....88
Figure : n.5.2 Positionnement du pressostat BP dans le circuit.....89
Figure : n.5.3 Pressostats haute pression.....90
Figure : n.5.4 Régulation par tirage au vide unique.....92

Liste des tableaux

Tableau n1.1 : Description des chambres froides.....05
Tableau n1.2 : condition climatique de base.....06
Tableau n1.3 **:** Conditions intérieures d'entreposage.....06
Tableau n1.4 :Les propriétés thermodynamiques des denrées à entrepôt.....07
Tableau n1.5 :Structure des murs extérieurs, plafond.....10
Tableau n1.6 : Structure des murs intérieur.....10
Tableau n1.7: Structure du Plancher 11
Tableau n1.8 : Structure du Porte.....11
Tableau n1.9:La densité d'entreposage.....14
Tableau : n2.1. Donnant les valeurs des coefficients C et n 18
Tableau : n2.2. Propriété physique de l'air.....19
Tableau : n.2.3les nombres adimensionnels d'après le régime d'écoulement pour la Convection forcée.....20
Tableau : n2**.**4:C_{12} : le coefficient de rayonnement.....20
Tableau n2.5**:**le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (01).....31
Tableau n2.6**:**le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (02).....31
Tableau n2.7:le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (03).....32
Tableau n2.8**:**le coefficient global de transfert de chaleur K (SAS).....32
Tableau: n2.9les majorations ΔT' de l'écart de température.....33
Tableau n 2.10 **:**Les apports de chaleur par transmission (chambre (01).....34
Tableau n2.11 : Les apports de chaleur par transmission (chambre (02).....34
Tableau n2.12: Les apports de chaleur par transmission (chambre (03).....34
Tableau n2.13 : Les apports de chaleur par transmission (SAS).....35
Tableau n2**.**14La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre.....35
Tableau n2.15: Nombre de renouvellement d'air par jour.....36
Tableau n2.16:Les apports dus au renouvellement d'air systématique.....36
Tableau n2.17 :La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air/m^2.....37
Tableau n2.18 :Les apports dus au renouvellement d'air intempestif.....38
Tableau n2.19 : Les apports dus à l'introduction des denrées.....39

Tableau n2.20 :Les apports dus à l'éclairage.....40
Tableau : n2.21 : La quantité de chaleur dégagée par une personne en [kW].....40
Tableau : n2.22 : Les Apports dus au personnel.....41
Tableau : n2.23 :Les apports dus au refroidissement de l'emballage.....42
Tableau : n2.24 : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt en (kW).....43
Tableau : n2.25 **:** La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique).....44
Tableau : n3.1**.** ODP et GWP des fluides frigorigènes.....50
Tableau : n3.2**.** Composition de R134a.....51
Tableau : n3.3.Composition de R404A.....53
Tableau : n3.4.L'écart de température.....55
Tableau: n3.5. Les paramètres de fonctionnement de l'installation.....56
Tableau : n3**.**6. Évolution du fluide frigorigène R134 a dans le circuit frigorifique mono étagé.....64
Tableau : n.3.7Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée.....64
Tableau : n3.8. Évolution du fluide frigorigène R134 a dans le circuit frigorifique mono étagé (sas).....66
Tableau : n3.9 .Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée(sas)...66
Tableau n : 3.10.L'évolution du fluide frigorigène R404dans le circuit frigorifique...70
Tableau n : 3.11.Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagé.....71
Tableau n : 3.12.L'évolution du fluide frigorigène R404dans le circuit frigorifique...72
Tableau n : 3.13.Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagé.....73
Tableau n 4.1**:**Les caractéristiques de choix de groupe de condensation.....76
Tableau n 4.2**:**Les caractéristiques de choix des évaporateurs.....78
Tableau n 4.3:. Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation.....80
Tableau : n 4.4 **:**choix des détendeurs thermostatiques de l'installation.....80

Liste des Tableaux

Notation	signification	Unité
Te	Température extérieure de bas	°C
φ	Humidité relative	%
w	Vitesse de l'air	m/s
L	Longueur	m
L	Largeur	m
H	Hauteur	m
n_1, n_2, n_3, N_c	Nombre de caisses	/
m	Poids	kg
m_c	La contenance moyenne d'une caisse	kg
N t	Nombre total de caisses dans la chambre froide	/
M t	La densité d'entreposage	Kg
M j	La quantité introduite chaque jour	tonne/jour
$Mh.$	Le débit massique d'entreposage	kg/h
K	coefficient global de transmission de chaleur	[w/m^2.k]
λ	La conductivité thermique	w/m °C
$\alpha i.$	le coefficient d'échange de chaleur interne	[w/m^2.k]
$\alpha e.$	le coefficient d'échange de chaleur externe.	[w/m^2.k]
Ri	La résistance thermique	[m^2. k/w].
Eis	l'épaisseur de l'isolant	m
$\alpha ic.$	Échange thermique par convection	[w m^2/K]
$\alpha ir.$	Échange thermique par rayonnement	[w/. m^2K]
αicl	Le coefficient d'échange thermique par convection libre	[w/ m^2K]
αicf	Le coefficient d'échange thermique par convection force	[w/ m^2K]
Nu	nombre de $Nusselt$	/
Gr	nombre de $Grashof$	/
Pr	nombre de Prandtl	/
C, m, n	coefficients qui varient selon le régime d'écoulement	/
g	accélération de la pesanteur	m^2/s
ΔT	la variation de température	°C
β	coefficient de dilatation volumique	[1/K].
υ	viscosité cinématique	m^2/s
Cp	Chaleur spécifique	(KJ/$kg°k$)
ρ	Masse volumique	(kg/m_3)
qu	le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide	(W/m^2)
Tm	température moyenne	K
T_i	Température interne	°C
$T_{pe.}$	Température de la paroi extérieure	°C
Tpi	La température de la paroi à l'intérieur varie selon le flux de chaleur	°C
Re	Nombre de Reynolds	/

Vint	la vitesse de l'air intérieur	m/s
$Vext$	La vitesse de l'air extérieur	m/s
C_{12}	le coefficient de rayonnement	[w/m^2.k]
w		
Qtr	**Les apports par transmission**	(kW)
S	surface de la paroi considérée	m^2
ΔT'	majoration de l'écart de la température ΔT	°C
Qrs	Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique	(KW)
Vef	Volume de la chambre froide	m^3
Vs	volume spécifique de l'air intérieur	m^3 /kg.
He	l'enthalpie de l'air extérieur	kJ/kg.
Hi	l'enthalpie de l'air intérieur	kJ/kg.
ε	Nombre de renouvellementd'air par jour	/
Qri	apport de chaleur due à l'ouverture de la porte (intempestive)	kw
Sp	Surface du plancher de la chambre froide	m^2
Qe	Quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air/unité de surface	kW/m^2
$Qent$	Apports dus à l'introduction des denrées	kW
cp_{av}	Chaleur massique des denrées avant congélation	kJ/$kg.K$
Te	température des denrées	°C
Tf	température de la chambre froide	°C
Teg	Température de congélation des denrées	°C
Leg	Chaleur latente des denrées	(kJ/kg)
cp_{ap}:	Chaleur massique des denrées après congélation.	kJ/$kg.K$
Q_{ecl}	Les apporte de chaleur dus à l'éclairage	kW
P	puissance de la lampe	kW
t	La durée de fonctionnement des lampes	h
$Qper$	Les apporte dus au personnel	kW
n	Nombre de personne	/
t	Nombre d'heure de travail	h
$qper$	Quantité de chaleur dégagée par une personne	kW
Qmr	Charge thermique due au matériel roulant	W
n	Nombre de matériels roulant d'un type donné	
P	puissance totale de chaque type de matériel	W
t	Durée de présence du matériel	(h/j)
Qem	Les apports dus au refroidissement de L'emballage	kw
Mem	Les apports dus au refroidissement de l'emballage	kg/h

$Cpem$	Chaleur massique de l'emballage	kJ/h.
Tem	Température de l'emballage	°C
$Q0int$	puissance frigorifique intermédiaire	KW
$Qint$	la somme des apports	KW
$\tau inst$	la durée de fonctionnement de l'installation	h
$Q0prév$	puissance prévisionnelle	KW
$Q0éffective$	puissance effective de l'évaporateur	KW
$Qvent$	La puissance des moteurs des ventilateurs	KW
n	nombre de ventilateur de l'évaporateur	/
P	puissance des ventilateurs	W
$\tau évap$	la durée de fonctionnement de l'évaporateur	h
τinst	la durée de fonctionnement de l'installation	h
$Qdég$	la puissance des résistances de dégivrage	KW
n	nombre de résistance	/
P	Puissance de chaque résistance	KW
$\tau dég$	la durée de dégivrage	h/j
$\tau inst$	La durée de fonctionnement de l'installation	h/j
$Kext$	Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur	[w/m^2.k]
$Kint$	Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur	[w/m^2.k]
$Sext$	La surface des murs extérieurs	m^2
$S\ int$	la surface des murs intérieurs	m^2
Tx	température du SAS	°C
GWP	global warning potentiel	/
CFC	chlorofluorocarbone	/
HCFC	hydrauchlorofluorocarbone	/
HFC	hydraufluoro carbone	/
ODP	ozone déplétion potentiel	/
Tc	température de condensation	°C
ΔT	l'écart de température	°C
Tev	température d'évaporation	°C

ΔT	l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative	°C
$\tau comp$	taux de compression	/
Pc	pression de condensation	bar
Pev	pression d'évaporation	bar
Pin	pression indéterminée	bar
Qm	débit massique du fluide frigorigène	kg/s
Q_0	puissance effective de l'évaporateur	kw
H	l'enthalpie	Kj/kg
Qv	débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur	m^3/kg
V	volume spécifique	
Pth	puissance théorique consommée par le compresseur	kw
Qc	quantité de chaleur dégagée par le condenseur	kw
COP	Le coefficient de performance	/

Introduction générale

A la recherche du confort, l'homme a développé de nombreuses sciences, en rapport avec ses diverses activités. Ainsi, la préservation des denrées alimentaires nécessaires à sa consommation annuelle, est devenue l'une de ses priorités, les produits doivent être stockés sons être avariés, sure des périodes, qui peuvent être longues. Ce qui implique la recherche de conditions adéquates, qui arrêtent le processus biologique de leur détérioration. L'entreposage donc nécessite une ambiance à température convenable. Or cette température ne peut exister d'une façon naturelle que sur une court période. On comprend ainsi, la nécessité de trouver un moyen pour lequel la durée de vie de cette donnée périssable peut être allongée. Les entrepôts frigorifiques permettent d'assurer une température et une humidité relative adéquate pour la conservation des produits sur des durées assez longues.

Dans notre projet, nous proposons une étude d'un entrepôt frigorifique constitué par (01 chambre de conservation + 01 chambre de congélation+ 01 chambre de surgélation) et utilisant des systèmes à compression mécanique. [1]

Ce mémoire est divisé en Cinque chapitres ;

Le premier chapitre présente intérêt de service de l'entreposage, Type des entrepôts frigorifique , Description et situation de l'entrepôt frigorifique, Tonnage des denrées à entreposer ,le deuxième chapitre définie . Le transfert de chaleur, Méthode du calcul des épaisseurs de l'isolant, Les différents apports de chaleur , Vérification de la température du SAS ,le troisième chapitre donne un Cycle frigorifique, choix du fluide frigorigène , Les fluides frigorigènes , Choix des équipements de production du froid , Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres , Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée , Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée, le quatrième chapitre présent Le compresseur, Le condenseur, l'évaporateur, Le détendeur, Les appareils annexes de l'installation, Tuyauterie de l'installation, Le cinquième chapitre présente Les thermostats, Les pressostats, Différents types régulation, Choix de régulation. Enfin un conclusion générale.

1. Introduction

Ce chapitre consiste à une description générale de l'entrepôt en insistant sur sa situation et Les caractéristiques du lieu à destination de chaque chambre, la structure des parois spécifiques aux entrepôts frigorifiques et les denrées à entreposer et enfin leur capacité de stockage et leur mode de manutention.

2. Intérêt de service de l'entreposage:

2.1. Définition de froid :

C'est la sensation que fait et prouver l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur par Comparaison, le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière. Froid et obscurité sont des termes négatifs. Ils indiquent simplement l'absence ou la diminution, soit de la chaleur, soit de allumière. [Réf : aide-mémoire formulaire du froid]

2.2. Définition d'un entrepôt frigorifique :

Un entrepôt frigorifique est un bâtiment ou un ensemble de bâtiment conçus pour le stockage de certains produits notamment des denrées alimentaires périssables dans des conditions de températures et d'humidité relatives bien définies qui ne peuvent être obtenues dans des magasins non isolés thermiquement et non refroidis [2].

2.3. Fonction économique des entrepôts :

Il existe trois types d'entrepôts :

- Les entrepôts de distribution.
- Les entrepôts de conservation à long terme.
- Les entrepôts de production.

En plus de ces types ; il existe le type des entrepôts frigorifique portuaire qui constitue pour Les habitants de ce port un entrepôt de consommation[3].

2.4. Type des opérations frigorifiques :

Les principales transformations des denrées par le froid sont :

- **Pré réfrigération :**

Tant que les produits restent chauds, ils se dégradent rapidement (viandes, volaille), ils perdent de l'eau s'ils ne sont pas emballes et évoluent vers la maturation (fruits) s'ils sont introduits directement dans la chambre froide de stockage, leur température risque de s'abaisser à un rythme très lent. Pour éviter les évolutions néfastes, il est donc nécessaire de les refroidir aussi vite que possible avant leur entreposage ou leur expédition. Ce

Refroidissement initial, appelé souvent pré réfrigération peut être effectué de divers façons selon la nature de produit et sa destination.

- A l'eau froide dans un tunnel ou une chambre froide avec circulation forcée d'aire

(Carcasse, fruits).

- A l'eau glacée, par aspersion ou immersion (fruit, volailles)
- Par glaçage.
- Par procédé mixte (à la fois par l'aire froid et a l'eau glacée).

- **Réfrigération :**

Le refroidissement des carcasses après abatages les carcasses sont refroidie dans des chambres froids avec une vitesse de l'aire élevée (0.5 a 2 m/s à proximité des carcasses), a une température de l'aire de (-1 a 0° C) et un taux d'humidité très élève (90 a 95 %) , l'avantage du refroidissement rapide par rapport aux techniques traditionnels réside dans une paire de pois réduit et le maintien de l'aspect et de la teinte d'origine des procède de refroidissement ultrarapide par de l'aire a une température comprise entre –10 et –15°C sont également utiliser, et permettent une réduction des pertes de poids et un allongement de durée de stockage

- **Congélation :**

La congélation est le procède qui consiste a abaisser la température d'une denrée a un Niveau Tel que la majeure partie de son eau de constitution soit transformée en cristaux de glaces plus ou moins gros.

- Les températures de conservation des denrées congelées sont comprises entre –10 et– 30°C.
- La durée de conservation est fonction de la nature et de la denrée et de sa température

De stockage. Donc la congélation possède des avantages sont :

- Elle arête la majorité des réactions enzymatiques.
- De plus elle stoppe le développement et l'action de la plupart des microorganismes à 18°C.

- **Surgélation : (congélation rapide) :**

La congélation rapide des denrées consiste à soumettre celles-ci a l'action de froid a Basse Température de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau de la denrée et

Abaisser sa température à une valeur suffisamment basse pur que la proportion d'eau non congelée soit très faible. En générale la température recherchée est de l'ordre de (-18 à –20°C)
La surgélation permet certain avantage qui sont :

- Pour tous les produits en générale la surgélation conserve les quantités

Initiales, apparence, saveur, parfum, vitamines, et valeurs nutritives.

- Aussi la surgélation permet l'arrêt de toute évolution biologique et bactériologique tout en Préservant au maximum la structure des tissus de l'altération par des cristaux de glace trop gros qui risqueraient de briser l'enveloppe des cellules.

- **Décongélation :**

La décongélation est comme la congélation une phase critique pour les denrées congelées.
Il est souhaitable chaque fois que cela est possible, de la conduire rapidement de façon à assurer une bonne réabsorption de l'eau de fusion de la glace, une décongélation lente s'accompagne souvent d'un certain accroissement de t'exsudation, toute fois, la vitesse de la décongélation intervient beaucoup moins dans le phénomène d'exsudation que celui de la congélation.[3]

3. Type des entrepôts frigorifique :

Il existe plusieurs types d'entrepôts frigorifiques, selon leur fonction économique et leur Emplacement au sein d'un complexe industriel ou pas, il se partage en :

3.1. Entrepôt d'usine :

Comme leur nom l'indique, ils font le plus souvent partie intégrante d'un complexe industriel Et permettant de stoker la matière première et souvent pour un temps relativement court, les Produis finie se regroupe, par exemple : les entrepôts des usines de conserves, abattoirs laitiers.

3 .2. Entrepôt commerce :

Ils sont utilisés comme entrepôt pour entreprises industrielles ou commerciales, on peut Classer dans cette catégorie les chambres froides d'entreposages principaux des chaînes Commerciales.

3 .3. Entrepôt des lieux de production :

Ils sont tout spécialement équipés pour effectuer le refroidissement rapide des denrées Éminemment périssables sur le lieu de production cette catégorie, groupe surtout les Entrepôts frigorifiques des stations fruitières.

3 .4. Entrepôt spécialise :

Appartiennent à groupe tous les entrepôts vraiment spéciaux ou qui n'appartiennent de Pas a une des catégories précédentes : c'est le cas par exemple des entrepôts portuaires ou des Établissements vraiment très spécialisés pour l'entreposage des produits de pépinières.

3.5. Entrepôt polyvalent :

Ils permettent d'entreposer les marchandises les plus divers dans des conditions D'ambiances tout aussi variées, se sont en général des entrepôts dit publics conçus pour Pouvoir entreposer des marchandises pour le compte de tiers dans notre cas l'entrepôt Appartient à la deuxième catégorie (entrepôt de commerce). Dans notre projet, on fait l'étude d'un entrepôt frigorifique destiné à la conservation et la congélation des volailles, on commence par la conception architecturale et la destination de l'entrepôt, puis les différentes caractéristiques des denrées à entreposer (volailles), ensuite on passe au calcul thermodynamique, choix dés installations, dimensionnement des différents équipements et appareils et enfin la régulation dés installations.[3]

4. Description et situation de l'entrepôt frigorifique :

L'entrepôt frigorifique est situé dans la région de Médéa

Il est constitué de trois -3- chambres froides :

- Une chambre positive (0°c) pour la réfrigération (conservation

De quelques jours).

- Une chambre négative à (-20°c) pour la congélation.
- Une chambre congélation rapide a (-35°)

4.1. Description des chambres froides :

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
1	13.16	6.56	4.80	0	Réfrigération
2	13.16	6.56	4.80	-20	Congélation
3	13.16	6.56	4.80	-35	Congélation rapide
SAS	27.80	4.04	4.8	8	Réfrigération

Tableau n1.1 : Description des chambres froides

4.. Données climatiques :

Pour calculer les besoins frigorifiques des chambres froides il est impératif de connaître les paramètres climatiques extérieurs et les conditions intérieures d'entreposage.

- **Les paramètres climatiques extérieurs de base:**

Les paramètres climatiques extérieurs qui rentrent dans le calcul du bilan frigorifique sont:

- La température extérieure de base.
- L'humidité relative de base.
- La température humide.
- La vitesse de vent.

Les paramètres dépendent essentiellement du site. Dans notre cas, et pour la région de **Médéa** qui est dans la zone climatique (B), Les données pendant la période estival sont :

Longitude (e)	Latitude (m)	Altitude(m)	Température (°C)	Humidité (%)	Vitesse moyenne (m/s)
2.75°N	950	36.27°N	37	28	5-7

Tableau n1.2 : condition climatique de base.

- **Conditions intérieures d'entreposage:**

Les denrées entreposées soumises au froid subissent des modifications importantes du point De vue:

- Physique: consistance, poids, couleur, goût, et odeur.
- Chimique
- Microbiologies: bactéries, moisissures,…etc.

Ces conditions sont nécessaires pour le calcul du bilan thermique de l'entrepôt frigorifique.

Les conditions adoptées pour le stockage sont rassemblées dans le tableau ci-dessous :

Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
1	0	80	2
2	-20	90	2
3	-35	90	2.5
SAS	8	70	1

Tableau n1.3 : Conditions intérieures d'entreposage

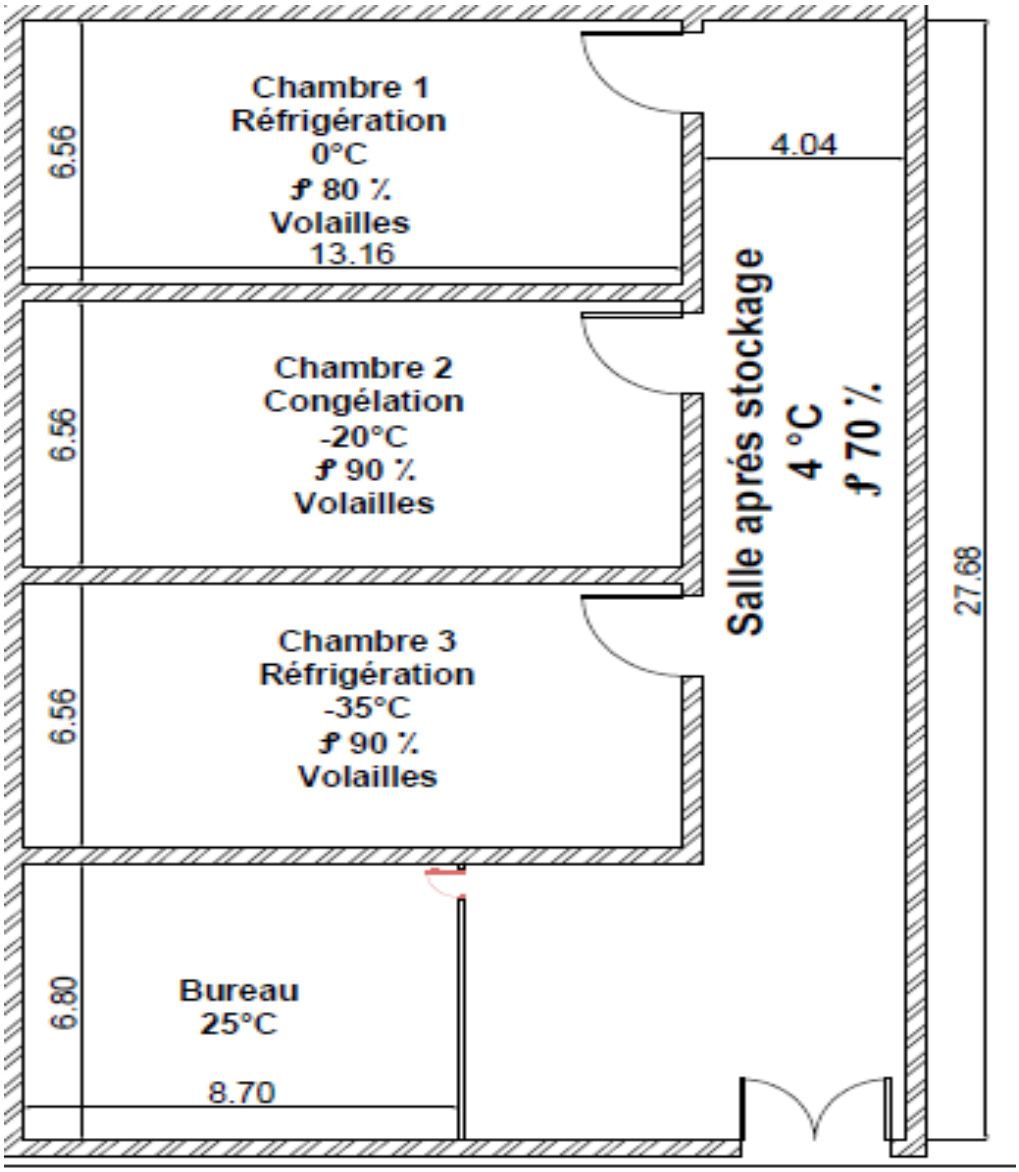


Figure n1.1: Plan de l'entrepôt frigorifique

4.3 :Caractéristique des denrées à entreposer:

La connaissance de ces caractéristiques est indispensable pour calculer les différents Apports internes dus aux variations des températures entre les denrées et les chambre froides. (Congélation, Refroidissement des denrées).

Denrées	Température de congélation (°C)	Chaleur latente (kJ/kg)	Chaleur massique avant congélation (kJ/kg °C)	Chaleur massique après congélation (kJ/kg °C)
Volailles	-2.8	247	3.15	1.71

Tableau n1.4 : Les propriétés thermodynamiques des denrées à entreposer

4.4. Isolation thermique de l'entrepôt :

L'isolation thermique est une (barrière pour le transfert de chaleur). Elle vise à Conserver La température (le froid) à l'intérieur des chambres froides d'autre part elle Empêche la pénétration de la chaleur externe. Une bonne isolation diminue donc les apports Dus à la transmission de chaleur et l'ensoleillement, pour réaliser cette bonne isolation il faut Tenir compte des caractéristiques thermique et physique de l'isolant[4].

- **Définition d'isolant :**

Les isolants sont des matériaux mauvais conducteurs de chaleur (donc à grande résistance thermique) constitués généralement pas un grand nombre de cellules fermé contenant de l'air sec au repos au d'autre gaz à très faible coefficient de conductibilité thermique, les isolant les plus fréquemment employé sont les isolants à structure, cellulaire existant également les isolants à structure fibreuse, ou poudreuse et les super isolants, ils sont d'origine :

Végétale comme le liège Minérale comme les mousses de polystyrène, de polyuréthane et de Polychlorure de vinyle Les cellules peuvent être ouvertes ou fermées, avec des parois ou non, ou passage du gaz ou de vapeur spécifique, de cette perméabilité des parois découle le gaz de Remplissage qui peut être de l'air (polystyrène) ou des gaz lourd (fréon ou CO2pour le Polyuréthane) l'emploi de gaz lourde améliore le coefficient de conductivité thermique de l'isolant pour autant que le gaz ne diffuse pas au travers des parois cellulaire et qu'il ne se condense pas à la température du service[4].

- **Les différents types de l'isolant thermique :**

Dans l'industrie frigorifique on utilise les matériaux isolants suivants :

- Liège
- Polystyrène expansé
- Fibre de verre
- $Styrofoam$
- Mousse de polyuréthanne

- **Rôle de l'isolation :**

L'isolation est complément indispensable et important frigorifique, Son rôle est double :

Réduire dans de très grandes proportion (90%-95%) les (donc réduire l'énergie et la puissance) qui est coût eus maintenir les températures d'exploitation prévis.

Eviter la condensation et givrage géants, parfois des trôles indésirables pour les évaporateurs.

- **Propriétés de l'isolation :**

➢ Légère. Faible densité et une très faible conductivité thermique. L'imperméabilité a la Vapeur d'eau pour éviter

➢ Congélation de vapeur a l'intérieur de l'isolant.
➢ Résistant à la compression.
➢ Inodore, pour que ne pas communique l'odeur avec les Non hygroscopique.
➢ L'inflammabilité.
➢ Disponibilité.
➢ Facilité de pose.
➢ Le coût relativement bas.
➢ Résistant au cisaillement.
➢ Résistant aux influences chimiques et mécaniques

4.5. Le choix de l'isolant:

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants :

➢ Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique = [λ 0.043 $(w/m°c)$].
➢ Le Polyuréthane (PUR) = [λ 0.024 (w/mC°)][3].

4.5.1. Les caractéristiques du polyuréthane :

➢ Conductivité thermique très faible [λ = 0.024 $(w/m°c)$.]
➢ Masse volumique faible.
➢ Bonne résistance mécanique et chimique.
➢ Non Toxique.
➢ Ininflammable.
➢ Inodore.
➢ Volume constant.
➢ Léger.
➢ Etanche à la vapeur d'eau.
➢ Disponible.

4.5.2 Le choix des différentes parois :

Les parois utilisées dans notre entrepôt de type panneaux sandwiches ont été choisies à Partir du catalogue (ISOBAR). Paroi étanche, inoxydable, avec une bonne résistance Mécanique. Du même catalogue on a choisi les portes de type coulissant à ouverture Automatique, l'épaisseur du cadre adapté à celui de la paroi, isolée en polyuréthane. Les

Dimensions des portes pour les chambres froides sont de (3 × 2) m

- **Mur extérieur et plafond :**

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant

N°	**Matériaux**	**e(m)**	**λ (W/$m°C$)**	**R (m^2.K/W)**
1	Acier galvanisé	0.005	0.045	1.11×10^{-4}
2	Lame d'air	/	/	1.11×10^{-4}
3	Acier galvanisé	0.005	0.045	0.21
4	Polyuréthane	X	0.024	X
5	Acier galvanisé	0.005	0.045	1.11×10^{-4}

Tableau n1.5 : Structure des murs extérieurs, plafond.

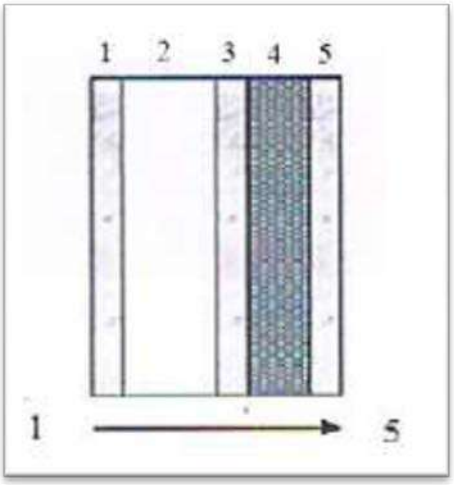


Figure n1.2: Structure des murs.

- **Murs intérieurs**

N°	Matériaux	e(m)	λ($W/m°C$)	Ri (m^2.K/W)
1	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10-4
2	Polyuréthane	X	0.024	X
3	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10-4

Tableau n1.6 : Structure des murs intérieur.

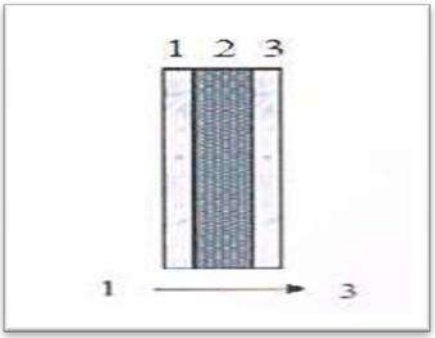


Figure : 1.3. Structure des murs

- **Plancher**

N°	Matériaux	e(m)	λ(W/$m°C$)	R (m^2.K/W)
1	Dalle en béton armé	0.03	1.05	0.028
2	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
3	Dalle en béton armé	0.12	1.16	0.103
4	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
5	Liège	/	0.043	/
6	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
7	Dalle en béton armé	0.03	1.05	0.028
8	Vide sanitaire	1	/	/

Tableau: n1.7: Structure du Plancher.

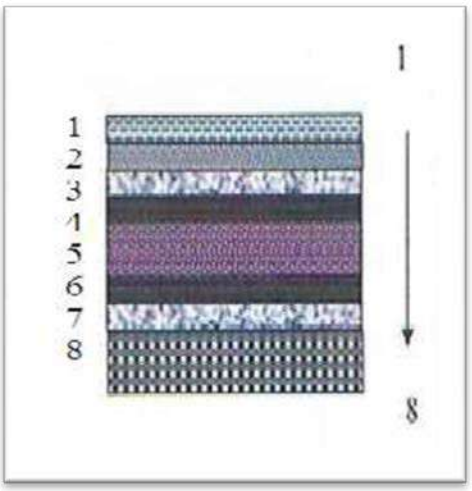


Figure : 1.4. Structure du Plancher

Porte :

N°	Matériaux	e(m)	λ(W/$m°C$)	R (m^2.K/W)
1	Acier galvanisé	0.005	45	$1.11x10^{-4}$
2	Bois	0.02	0.15	0.133
3	Polyuréthane	/	0.024	/
4	Bois	0.02	0.15	0.133
5	Acier galvanisé	0.005	45	$1.11x10^{-4}$

Tableau n1.8 : Structure du Porte

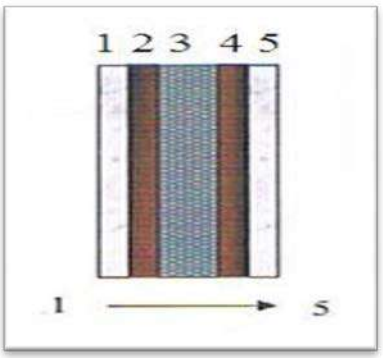


Figure : 1.5. Structure des Porte

5. Tonnage des denrées à entreposer :

Le tonnage à pour but de réguler le rythme d'introduction des produits dans les Chambres et l'utilisation rationnelle du volume utile pour le stockage.

Le but de tonnage est de déterminer la capacité de stockage de chaque chambre.

Cette capacité dépend essentiellement du :

- volume de la chambre froide.
- mode de stockage.

- **Capacité de stockage:**

La capacité de stockage est un paramètre essentiel pour le calcul des apports internes Dus à, l'introduction des denrées dans les chambres froides.

Pour déterminer cette capacité, il faut identifier le procédé utilise pour la conservation des Denrées.

Dans notre cas, on opte pour une conservation dans des caisses disposées.

Les dimensions des caisses :

- longueur : L = 80 cm.
- largeur : l = 45 cm.
- hauteur : H = 20 cm.
- poids net : m = 25 Kg.

La disposition des caisses à l'intérieures des chambres pour assurer une bonne Circulation de l'air doit respecter certaines normes.

Cette disposition est représentée sur la figure suivante :

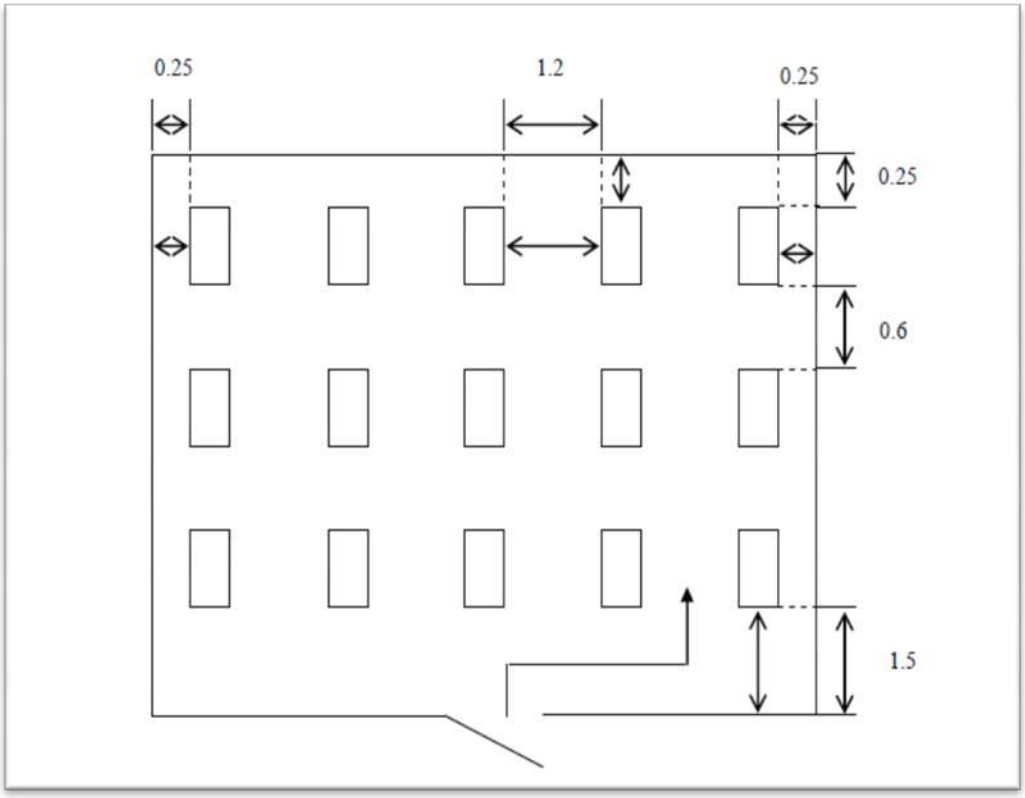


Figure : 1.6. Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

- **Calcul le nombre de caisses :**

Comme exemple de calcul, on choisit la chambre de réfrigération de volaille.

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (13.16 ×6.56 × 4.8)

- $n1$: Nombre de caisses sur la langueur de la chambre.

0.45 × n1 + 1.2 (n1-1) + 2 × 0.25 =13.16m

n 1 = 9 caisses.

- $n2$: Nombre de caisses sur la largeur de la chambre

0.8 × n2 + 0.6 (n2 - 1) + 1.5 × 0.25 = 6.56m

n 2 = 7caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur n 3 = 15

N t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 9 \times 7 \times 15$

$N_t = 945$ caisses.

- **Calcul de la densité d'entreposage :**

La densité d'entreposage est :

M t = N t × mc

M t =945 × 25 = 23625 Kg

M t = 23625Kg.

La quantité introduite chaque jour représente 10% de la densité d'entreposage de la chambre

M j = M t × 10% = 2362.5 Kg/Jour = 2.36 tonne/jour.

M j = 2.36t/j.

Le débit massique d'entreposage :

Mh = M j /24 = 2362.5 /24 = 98.43 kg/h.

Mh=98.43 kg/h.

Chambre	N_t caisses	M_t Kg	M_j Kg/j	M_j Tonne/j	Mh Kg/h
01	945	23625	2362.5	2.36	98.43
02	945	23625	2362.5	2.36	98.43
03	945	23625	2362.5	2.36	98.43
SAS	1020	25500	2550	2.55	106.25

Tableau n1.9: La densité d'entreposage

1 Introduction :

Après avoir présente l'entrepôt frigorifiques sur le plan distribution architecturale des Chambre froides, le génie civil de différentes parois et les conditions qui l'entourent de par sa Disposition et données climatiques, cela va nous conduire à établir le bilan énergétique des Différentes chambres froides qui est basé sur les modes de transfert de chaleur acquises ainsi Que et les apports internes et externes ce qui va nous permettre de déterminer les puissances Frigorifique effective des chambres froides.

Sachant bien que le calcul de ces charges thermiques se fait pendant la période estivale Comme étant la période la plus défavorable de l'année.

2. Le transfert de chaleur :

On appelle un transfert de chaleur, un échange thermique entre deux corps (Solide ou fluide). Par exemple : Deux corps ayant la même température sont dits en (équilibre thermique). Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps Le plus froid : il y a un transfert thermique.

2.1 Les modes de transfert de chaleur :

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

- Conduction.
- Convection.
- Rayonnement (radiation).

- **La conduction :**

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu Matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des Zones chaudes à la zone froide a l'aide de mécanismes a l'échelle microscopique (vibration Atomique ou moléculaire). La conduction est le seul mécanisme qui permet à la chaleur d'être Transmise au sein D'un solide.

- **La convection :**

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel Avec mouvement de matière on ne peut donc avoir de convection que dans les Liquides est les gaz. Il existe deux types de convection :

- **Convection naturelle (libre)** : l'échange de chaleur est responsable du mouvement Autrement Dit le transfert de chaleur provoque le mouvement de molécules

- **Convection forcée** : il y a projection par un dispositif mécanique des molécules sur le Dispositif chauffant. Le mouvement provoque le transfert de chaleur.

- **Le rayonnement :**

  Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sou forme d'un rayonnement d'onde Électromagnétique, et ce dotant plus que leur température est élevée, inversement, soumis à un rayonnement ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur. Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans matériel. Notant que :

  Dans notre étude la transmission de chaleur à travers les parois est une combinaison de Rayonnement et de convection (libre et forcée).

  2.2 Les différents apports de chaleur:

  Les apports de chaleur se répartissent en deux grandes catégories : les apports externes et Internes.

- **Les apports externes :**

- Les apports par transmission.
- Les apports dus au renouvellement d'air systématique.
- Les charges dues aux infiltrations (renouvellement d'air intempestif).

- **Les apports internes :** Les apports dépendants des denrées :

- Les apports dus à l'introduction des denrées.
- Les apports dus au refroidissement de l'emballage.
- Charges liées a l'installation du groupe frigorifique (ventilateurs, résistances de Dégivrage).

- **Les apports indépendants des denrées :**

- Les apports dus à l'éclairage.
- Les apports dus aux personnels.

- **Les apports par transmission :**

  La transmission de chaleur due à la variation de température entre deux milieux (Extérieur et Intérieur), le flux de chaleur traverse la paroi de la température élevée vers la température basse [5].

3. Méthode du calcul des épaisseurs de l'isolant :

L'épaisseur de l'isolant doit être choisie de façon a limité l'échange de chaleur entre L'extérieur et l'intérieur. Dans notre cas, l'échange de chaleur s'effectue à travers une paroi plane composée. L'expression de cet échange est donnée par la formule :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha i} + \sum_{i=1}^{n} Ri + \frac{1}{\alpha e}}$$

K : coefficient global de transmission de chaleur. [W/m^2. K]

αi ; le coefficient d'échange de chaleur interne. [W/m^2. K]

αe : le coefficient d'échange de chaleur externe. [W/m^2. K]

Ri : l'épaisseur de chaque couche de la paroi (e) / sa conductivité thermique (λ).

$\sum_{i=1}^{n}$ Ri : La somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en [m^2. K/W].

Chaque couche de matériau est caractérisée par son épaisseur (e) en (mètre) et par son coefficient de conductivité thermique λ en [W/$m.k$].

Exemple pour le mur intérieur : $\sum_{i=1}^{n} R = \frac{e}{\lambda} + \frac{e}{\lambda} + \frac{e}{\lambda}$ **[5]**

3.1:Le calcul du coefficient d'échange intérieur αi :

Il existe deux types d'échange thermique à travers les parois de notre entrepôt :

- Échange thermique par convection, son coefficient est (αic)
- Échange thermique par rayonnement, son coefficient est (αir)

αi = ($\alpha ic + \alpha ir$) [W/m^2.K]

Et l'échange thermique par convection est divisé en deux types, libre et forcé :

- Le coefficient d'échange thermique par convection libre (αicl)
- Le coefficient d'échange thermique par convection force (αicf)

αic = ($\alpha icl + \alpha icf$) [W/m^2.K]

- **Calcul de αicl :**

Le coefficient d'échange thermique par convection libre est calcule par la relation suivante :

αicl = ($Nu \times \lambda$)/L **[W/m^2.K]**

L : La longueur dans le cas d'une paroi vertical et [(longueur + largeur) /2] dans le cas d'une paroi horizontale.

λ: Coefficient de conductivité thermique.

Nu : nombre de $Nusselt$ (nombre adimensionnel) qui est lui-même calculé par la formule ci-dessous.

$$\mathbf{Nu = C.\ (Gr \times Pr)^{n}}$$

Paroi	Régime	Gr ×Pr	C	N
Paroi Verticale	Laminaire	$10^4_10^9$	0.59	0.25
	Turbulent	$10^9_10^{12}$	0.129	0.33
Paroi horizontale	Flux ascendant			
	Laminaire	$10^5_2 \times 10^{12}$	0.27	0.25
	Turbulent	$10^5_2 \times 10^{12}$	0.27	0.33
Paroi horizontale	Flux descendant			
	Laminaire	$10^5_2 \times 10^7$	0.54	0.25
	Turbulent	$2 \times 10^5_3 \times 10^{12}$	0.14	0.33

Tableau : n2.1. Donnant les valeurs des coefficients C et n

Gr : nombre de $Grashof$ (nombre adimensionnel) est calculé par la formule suivante :

$\boldsymbol{Gr = [\rho^2 \times g \times \Delta T \times \beta \times L^3] = [(g \times \Delta T \times \beta \times L^3)/\upsilon^2]}$

Pr : nombre de Prandtl (nombre adimensionnel) est calculé par la formule suivante :

Pr : = (ρ×Cp ×υ)/λ

g : accélération de la pesanteur (10 m^2/s).

ΔT : la variation de température.

β : coefficient de dilatation volumique en [1/K].

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur+largeur)/2] dans le cas d'une paroi horizontale.

υ: viscosité cinématique.

Cp : Chaleur spécifique.

λ: Conductivité thermique.

Les caractéristiques de l'air (υ, Cp ,λ) sont données au tableau suivent :

Température (°C)	Température (K)	Masse volumique ρ (kg/m3)	Conductivité thermique λ $(W/m°k).\ 10^{-3}$	Chaleur spécifique Cp $(KJ/kg°k)$	Viscosité cinématique υ $(m^2/s).\ 10^{-6}$
-50	223	1.584	20.4	1.013	9.23
-40	233	1.458	21.2	1.010	10.58
-30	243	1.426	22	1.009	11.94
-20	253	1.395	22.8	1.009	12.43

-10	263	1.342	23.6	1.009	12.79
0	273	1.293	24.4	1.005	13.28
10	283	1.247	25.1	1.005	14.16
20	293	1.205	25.9	1.005	15.06
30	303	1.165	26.7	1.005	16.00
40	313	1.128	27.6	1.005	16.96
50	323	1.093	28.3	1.005	17.95

Tableau : n2.2. Propriété physique de l'air

Remarque :

Pour les autres températures on utilise la méthode d'interpolation.

Calcul de ΔT :

ΔT est calculé à partir de la relation suivante :

$\boldsymbol{qu = \alpha i \times \Delta T}$ **(W/m^2)**

qu : le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide.

Pour les chambres de conservation (chambre positive) qu = 10 (W/m^2)

Pour les chambres de congélation (chambre négative) qu = 8 (W/m^2)

On suppose que $\boldsymbol{\alpha i}$ **= 7** (W/m^2.k)

$\boldsymbol{qu = \alpha i \times \Delta T}$ **(W/m^2)** $\Longrightarrow$ $\boldsymbol{\Delta T = qu / \alpha i}$ **(°C)**

ΔT = 1.142 °C pour les chambres de congélation.

ΔT = 1. 428 °C pour les chambres de conservation.

Calcul de β : (coefficient de dilatation volumique):

β est calculé par la relation suivante :

β = 1/Tm (1/K)

Tm: température moyenne en (K), calculée par la formule suivante:

$\boldsymbol{Tm = (Ti + Tpi)/2}$ **(K)**

• La température de la paroi à l'intérieur varie selon le flux de chaleur

Tpi = Ti + ΔT si le flux est entrant

Tpi = Ti – ΔT si le flux est sortant

- **Calcul de $\boldsymbol{\alpha icf}$:**

Le coefficient d'échange thermique par convection forcée est calculé par la relation suivante :

$\boldsymbol{\alpha icf}$ **= (Nu ×λ)/L (W/m^2.K)**

L : La longueur dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale.

λ: Coefficient de conductivité thermique

Nu: nombre de $Nusselt$ qui est lui-même calcule par la formule ci-dessous.

Nu = C× Rem×Prn

Pr : nombre de $prandlt$ est déjà calcul pour $\boldsymbol{\alpha icl}$ et c'est le même Pour$\boldsymbol{\alpha icf}$ **.**

Re : Nombre de Reynolds calculé par la formule suivante :

Re = (v×L)/υ

L : La longueur caractéristique dans le cas d'une paroi verticale et [(longueur + largeur) / 2] dans le cas d'une paroi horizontale.

Vint : la vitesse de l'air intérieur.

$\boldsymbol{Vext}$: La vitesse de l'air extérieur pour le calcul de$\boldsymbol{\alpha ecf}$.

La vitesse de l'air extérieur (6 m/s) dans la région de Constantine

C, m et n ; sont des coefficients qui varient selon le régime d'écoulement donnes au tableau Suivant :

Nombre de Reynolds (Re)	Le régime d'écoulement	C	M	N
$>4 \times 10^5$	Turbulent	0.036	0.8	0.33
$< 4 \times 10^5$	Laminaire	0.664	0.5	0.33

Tableau : n.2.3 les nombres adimensionnels d'après le régime d'écoulement pour la Convection forcée.

- **Calcul de $\boldsymbol{\alpha ir}$:**

Le coefficient d'échange thermique par rayonnement est calcul par la relation suivante :

$\boldsymbol{\alpha ir}$ **= C12 ×** $[(\boldsymbol{Tpi/100})^4 - (\boldsymbol{Ti/100})^4]/\boldsymbol{\Delta T}$ **(W/m^2.K)**

$\boldsymbol{\alpha ir}$ **= C12 ×**$[(\boldsymbol{Tpi/100})^4 - (\boldsymbol{Ti/100})^4]/\boldsymbol{\Delta T}$ si le flux entrant.

$\boldsymbol{\alpha ir}$ **= C12 ×** $[(\boldsymbol{Ti/100})^4 - (\boldsymbol{Tpi/100})^4]/\boldsymbol{\Delta T}$ si le flux sortant.

Matière de la paroi	**C_{12} [W/m^2.k]**
Construction en Tôle	4.464
Construction en béton	3.968

Tableau : n2.4 C_{12} : le coefficient de rayonnement

Remarque :

Pour les parois horizontales (plafond et plancher) :

Si le flux est descendant on doit minorer $\boldsymbol{\alpha ic}$ de 30% :

$\boldsymbol{\alpha ic}$ **(Minoré) =** $\boldsymbol{\alpha ic}$ **× 0.70 (W/m^2.K)**

Si le flux est ascendant on doit majorer $\boldsymbol{\alpha ic}$ de 30% :

$\boldsymbol{\alpha ic}$ **(Majoré) =** $\boldsymbol{\alpha ic}$ **× 1.30 (W/m^2.K)**

- **Le calcul du coefficient d'échange extérieur $\boldsymbol{\alpha e}$:**

Exemple de calcule (Chambre 0 1) :

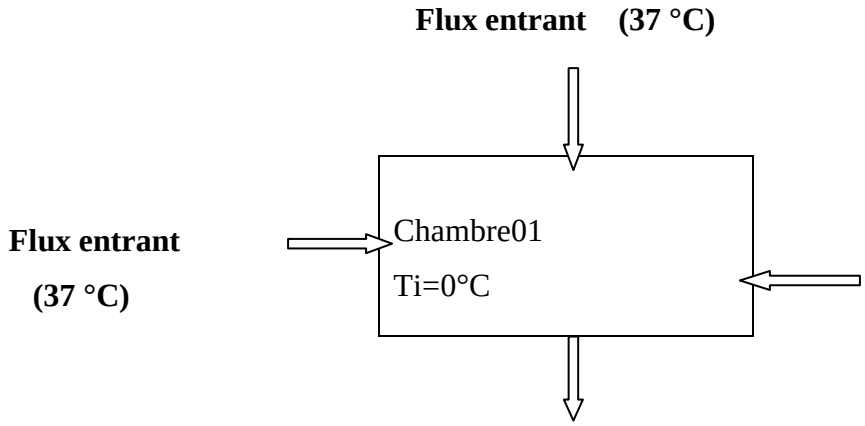


Figure : n 2.1. Exemple de calcule (Chambre 01)

- **Calcul des températures intérieures $\boldsymbol{Tpi}$:**

L'expression de la température intérieure est donnée par la formule :

Tpi = Ti + ΔT

On application de cette formule sur les parois enveloppant la chambre

Froide (0 1) :

Paroi A : Tpi = 0+1,428 = 274,42K

Paroi B : Tpi = 0+1,428 = 274,42K

Paroi C : Tpi = 0+1,428 = 274,42K

Paroi D : Tpi = 0+1,428 = 274,42k

De même que pour le plancher et plafond :

Plancher : Tpi = 0+1,428 = 274,42K

Plafond : Tpi = 0+1,428 = 274,42K

- **Calcul de la température moyenne** 'Tm' **:**

Tm = $(Ti + Tpi) / 2$

On applique cette formule sur les parois enveloppant la chambre froide (0 1) :

Paroi A : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

Paroi B : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

Paroi C : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

Paroi D : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

Plancher : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

Plafond : Tm = (0+1,428) /2 = 0,714 °c = 273,714 K

- **Calcul du coefficient de dilatation 'ß'**

Application aux parois de la chambre froide (0 1) :

Avec ß = 1 / Tm

Paroi A : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

Paroi B : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

Paroi C : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

Paroi D : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

Plancher : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

Plafond : **ß** =1/273,714=3,65x10^3

- **Calcul du nombre de Prandtl 'Pr':**

Application aux parois de la chambre froide (0 1) :

Pr = (ρ × Cp × ν) / λ

Température (°C)	Température (°k)	Masse volumique ρ Kg/m^3	Conductivité thermique λ (w/$m°k$). 10^{-3}	Chaleur spécifique Cp (KJ/$kg.°k$)	Viscosité cinématique ν (m^2/s). 10^{-6}
0	273.15	1.293	24.4	1.005	13.28

Paroi A : Pr = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

Paroi B : Pr = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

Paroi C : Pr = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

Paroi D : Pr = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

Plancher : P r = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

Plafond= : Pr = (1.293×1005×13.28×10^{-6}) /24.4×10^{-3}= 0.707

- **Calcul de nombre de $Grashof$**

  Gr = [(g×ΔT×B×L3)/υ^2]

  Application aux parois de la chambre froide (0 1) :

  Paroi A : Gr = (10x 1,428 x 3,65. 10^{-3} x4.8^3) /(13.28 x10^{-6})^2=0.33. 10^{11}

  Paroi B : Gr = (10x 1,428 x 3,65. 10^{-3} x4.8^3) / (13.28 x10^{-6})^2=0.33. 10^{11}

  Paroi C : Gr = (10x 1,428x 3,65. 10^{-3} x4.8^3) / (13.28 x10^{-6})^2=0.33. 10^{11}

  Paroi D : = Gr (10x 1,428x 3,65. 10^{-3}x4.8^3) / (13.28 x10^{-6})^2=0.33. 10^{11}

  Plancher : Gr = (10x 1,428x 3,65. 10^{-3} x 9.86^3/ (13.28 x10^{-6})^2=2.83. 10^{11}

  Plafond : Gr = (10x1,428x3,65. 10^{-3} x9.86^3 / (13.28 x10^{-6})^2=2.83. 10^{11}

- **Calcul du nombre de Rayleigh :**

  Ra = Pr .Gr

  Application à parois extérieures :

  Paroi A : Gr × Pr =0 ,707x0.33. 10^{11}=0.233. 10^{11}

  Paroi B : Gr × Pr =0 ,707x0.33. 10^{11}=0.233. 10^{11}

  Paroi C : Gr × Pr =0 ,707x0.33. 10^{11}=0.233. 10^{11}

  Paroi D : Gr × Pr =0 ,707x0.33. 10^{11}=0.233. 10^{11}

  Plancher : Gr × Pr =0 ,707x2.83. 10^{11}= 2. 10^{11}

  Plafond : Gr × Pr =0 ,707x2.83. 10^{11}=2. 10^{11}

- **Détermination des coefficients C et n des parois extérieures:**

  Pour les parois verticales A, B, C, D le régime est turbulent, à partir du Tableau

  C = 0.129

  n = 0.33

  Pour le plancher le flux est ascendant et le régime est turbulent et à partir du Tableau

  C = 0.27

  n = 0.25

  Pour le plafond le flux est descendant et le régime est turbulent et à partir du Tableau

  C = 0.14

  n = 0.33

  Nu= **C.** $(\boldsymbol{Gr}.\boldsymbol{Pr})^{\boldsymbol{n}}$

  Paroi A : Nu=0,129(0.233. 10^{11})$^{0.33}$ =340.264

  Paroi B : Nu=0,129(0.233. 10^{11})$^{0.33}$=340.264

  Paroi C : Nu=0,129(0.233. 10^{11})$^{0.33}$=340.264

  Paroi D : Nu= 0,129(0.233. 10^{11})$^{0.33}$=340.264

Plancher : Nu=0,27(2. 10^{11})$^{0.25}$=180.55

Plafond : Nu=0,14(2. 10^{11})$^{0.33}$=750.70

Après toutes ces étapes on

- **Calcul le coefficient d'échange par convection extérieure αicl**

  αicl = (Nu ×λ)/L (W/m^2.k)

  Paroi A : **αicl= (340.264x24.5. 10^{-3}) /4.80=1.736(W/ m^2. K)**

  Paroi B : **αicl= (340.264x24.5. 10^{-3}) /4.80=1.736 (W/ m^2. K)**

  Paroi C : **αicl= (340.264x24.5. 10^{-3}) /4.80=1.736 (W/ m^2. K)**

  Paroi D : **αicl = (340.264x24.5. 10^{-3}) /4.80=1.736 (W/ m^2. K)**

  Plancher : **αicl= (180.55x24,5. 10^{-3}) /9.86 = 0.448 (W/ m^2. K)**

  Plafond : **αicl= (750.70x24,5. 10^{-3}) /9..86=1.865 (W/ m^2. K)**

- **Calcul du nombre adimensionnel de Reynolds :**

  Re = (W ×L) /ν

  Application aux parois extérieures :

  Paroi A: Re= (2x4.8)/13,28. 10^{-6}=7.228x10^5

  Paroi B : Re= (2x4.8)/ 13,28. 10^{-6}=7.228x10^5

  Paroi C :Re= (2x4.8)/13,28. 10^{-6}=7.228x10^5

  Paroi D :Re= (2x4.8)/13,28. 10^{-6}=7.228x10^5

  Plancher : Re= (2x9.86)/13,28. 10^{-6}=1.484x10^6

  Plafond : Re = (2x9.86)/13,28. 10^{-6}=1.484x10^6

  Le nombre de Reynolds est supérieur à 4.105 donc le régime est turbulent

  C = 0.036

  m = 0.8 n = 0.33

  Nu = C × Re^m × Pr^n

  Paroi A : Nu=0.036(7.228. 10^5)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=1562.519

  Paroi B : Nu=0.036(7.228. 10^5)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=1562.519

  Paroi C : Nu=0.036(7.228. 10^5)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=1562.519

  Paroi D : Nu=0.036(7.228. 10^5)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=1562.519

  Plancher: Nu=0.036(1.484. 10^6)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=2778.164

  Plafond: Nu=0.036(1.484. 10^6)$^{0.8}$x(0.707)$^{0.33}$=2778.164

- **Calcul du coefficient αicf :**

  αicf = (Nu ×λ)/L (W/ m^2.K)

  Paroi A : **αicf**=(1562.519x24,5. 10^{-3})/4.8=7,975**(W/ m^2.K)**

  Paroi B : **αicf**=(1562.519x24,5. 10^{-3})/4.8=7,975 **(W/ m^2.K)**

  Paroi C : **αicf**= (1562.519x24,5. 10^{-3})/4.8=7,975 **(W/ m^2.K)**

  Paroi D : **αicf**=(1562.519x24,5. 10^{-3})/4.8=7,975 **(W/ m^2.K)**

  Plancher : **αicf**=(2778.164x24,5. 10^{-3})/9.86=6.903 **(W/ m^2.K)**

  Plafond : **αicf** =(2778.164x24,5. 10^{-3})/9.86=6.903 **(W/ m^2.K)**

  Apres qu'on a calcule **αicl** et **αicf** on obtient **αic** qui est donné par la méthode suivante :

  $\alpha ic = (\alpha icl + \alpha icf)/2$

  Paroi A :αic**=(**7,975+1,736) /2=4.855(W/m^2.K)

  Paroi B : :αic =(7,975+1.736) /2=4.855(W/ m^2.K)

  Paroi C : αic= (7,975+1.736) /2=4.855(W/ m^2.K)

  Paroi D : αic= (7.975+1.736) /2=4.855(W/ m^2.K)

  Plancher: αic= (0.448+6.903) /2=3.675(W/ m^2. K)

  Plafond: αic= (1.865+6.903) /2=4.384(W/ m^2. K)

  Pour les parois horizontales, on aura deux cas :

  Pour le plafond le flux est descendant donc on fait une minoration de 30 %

  Plafond : αic = (6.903+1,865)/2x (1-30) %=3.068(W/m2.K)

  Pour le plancher le flux est ascendant donc on fait une majoration de 30 %

  Plancher : αic= (6.903+0,448) /2x (1+30) %=4.778(W/m2.K)

- **Le calcul de αir :**

  On peut calculer le coefficient d'échange thermique par rayonnement par la relation suivante :

  αir = C12 × $[(Tpi/100)^4 - (Ti/100)^4]/\Delta T$

  C12 = 4.464

  Paroi A : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

  Paroi B : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

  Paroi C : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

  Paroi D : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

  Plancher : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

  Plafond : αir=4,464x ((274,42/100)^4-(273.714/100)^4)/1,428=1,817(W/m2.K)

- **Le calcul de αi :**

  Le coefficient d'échange thermique intérieur est calcule a partir de la relation suivante :

  $\alpha i = \alpha ic + \alpha ir$

  Paroi A : αi=1,817+4,855=6,672(W/ m^2.K)

  Paroi B : αi=1,817+4,855=6,672 (W/ m^2.K)

  Paroi C : αi=1,817+4,855=6,672 (W/ m^2.K)

  Paroi D : αi =1,817+4,855=6,672 (W/ m^2.K)

  Plancher : αi=1,817+4,778=6,595(W/ m^2.K)

  Plafond : αi =1,817+3.068=4.885 (W/ m^2.K)

- **Calcul de αe:**

  On doit calculer dans un premier la différence de Température ΔT tire de l'équation du flux unitaire :

  αe = 20 (w/ m^2 C°)

  q_u = 10 (w/ m^2)

  ΔT= 10/20 = 0,5 C°

- **Calcul de la Température de la paroi extérieure Tpe :**

  Le flux entrant par les parois A, B, C, D donc: Application à parois extérieures

  Tpe = Te + ΔT

  Paroi A : Tpe= 8+0.5=8.5 = 281.5 K

  Paroi B : Tpe=37+0.5=37.5=310.5 K

  Paroi C Tpe=37+0,5=37,5=310,5 K

  Paroi D : Tpe= -20+0.5=-19.5=253.5 K

  Plancher : Tpe=15+0,5=15,5=288,5 K

  Plafond : Tpe= 37+0,5=37 ,5=310,5 K

- **Calcul de la Température Tm :**

  Application aux parois de la chambre (1):

  Tm = $(Te + Tpe) / 2$

  Paroi A : Tpe=(8 + 8.5) / 2 = 281.25 K

  Paroi B : Tpe=(37 + 37.5) / 2=310.5 K

  Paroi C: Tpe= (37 + 37.5) / 2=310,25 K

  Paroi D : Tpe=(-20 + (-19.5) / 2 =253.25 K

  Plancher : Tpe=(15 + 15.5) / 2=288,25 K

Plafond : Tpe = (37 + 37.5) / 2=310,25 K

- **Calcul du coefficient de dilatation 'β':**

  β = 1 / Tm

  Paroi A : **β** =1/281.25=3,55x10^{-3}

  Paroi B : **β** =1/310.25=3,22x10^{-3}

  Paroi C : **β** =1/310.25=3,22x10^{-3}

  Paroi D : **β** =1/253.25= 3,94x10^{-3}

  Plancher : **β** =1/288.25=3,46x10^{-3}

  Plafond : **β** =1/310.25=3,22x10^{-3}

- **Calcul du nombre adimensionnel de $Prandlt$**:

  Pr = (ρ × Cp × ν) / λ

  Détermination des paramètres de l'air a partir du Tableau de propriété physique de l'air et par interpolation, on trouve les valeurs affichées sur le Tableau ci-dessous

Désignation des Parois	**ρ (Kg/m^3)**	**λ** 10^{-3} **(W/m. K)**	**Cp** (***Kj / Kg*** **.K)**	**ν** 10^{-6} **(m^2/s).**
A	1.256	24.96	1.005	13.98
B	1.139	27.33	1.005	16.67
C	1.139	27.33	1.005	16.67
D	1.395	22.8	1.009	12.43
Plancher	1.226	25.5	1.005	14.61
Plafond	1.139	27.33	1.005	16.67

- **Application aux parois extérieures:**

  Paroi A : Pr = (1.256×1005×13.98×10^{-6}) /24.96×10^{-3}= 0.706

  Paroi B : Pr = (1.139×1005×16.67×10^{-6}) /27.33×10^{-3}= 0.732

  Paroi C : Pr = (1.139×1005×16.67×10^{-6}) /27.33×10^{-3}= 0.732

  Paroi D : Pr = (1.395×1009×12.43×10^{-6}) /22.8×10^{-3}= 0.767

  Plancher : P r = (1.226×1005×14.61×10^{-6}) /25.5×10^{-3}= 0.705

  Plafond : Pr = (1.139×1005×16.67×10^{-6}) /27.33×10^{-3}= 0.732

- **Calcul du nombre de $Grashof$:**

  Gr = [g×ΔT×B×L3) /v^2]

  Paroi A : Gr = (10x 0.5 x 3,55. 10^{-3} x4.8^3) /(13.98 x10^{-6})2=1.004x 10^{10}

Paroi B : Gr = (10x 0.5 x 3.22. 10^{-3} x4.8^3) / (16.67x10^{-6})2=0.64x 10^{10}

Paroi C : Gr = (10x 0.5x 3,22. 10^{-3} x4.8^3) / (16.67 x10^{-6})2=0.64x 10^{10}

Paroi D : = Gr (10x 0.5x 3,94. 10^{-3}x4.8^3) / (12.43 x10^{-6})2=1.41x 10^{10}

Plancher : Gr = (10x 0.5x 3,94. 10^{-3} x9.86^3)/ (14.61 x10^{-6})2=8.847x 10^{10}

Plafond : Gr = (10x0.5x3, 22. 10^{-3} x9.86^3)/ 16.67 x10^{-6})2=5.553x 10^{10}

- **Calcul du nombre de Rayleigh :**

  Ra = Pr .Gr

  Application à parois extérieures :

  Paroi A : Gr × Pr =0 ,706x1.004. 10^{10}=0.708. 10^{10}

  Paroi B : Gr × Pr =0.732x0.640. 10^{10}=0.468. 10^{10}

  Paroi C : Gr × Pr =0.732x0.640. 10^{10}=0.468. 10^{10}

  Paroi D : Gr × Pr =0 ,767x1.41. 10^{10}=1.081. 10^{10}

  Plancher : Gr × Pr =0 ,705x8.847. 10^{10}= 6.237. 10^{10}

  Plafond : Gr × Pr =0.732x5.553. 10^{10}=4.064. 10^{10}

- **Détermination des coefficients C et n des parois extérieures:**

  Pour les parois verticales A, B, C, D le régime est turbulent, à partir du Tableau

  C = 0.129

  n = 0.33

  Pour le plancher le flux est ascendant et le régime est turbulent et à partir du Tableau

  C = 0.27

  n = 0.25

  Pour le plafond le flux est descendant et le régime est turbulent et à partir du Tableau

  C = 0.14

  n = 0.33

  Nu= **C.** $(\boldsymbol{Gr}.\boldsymbol{Pr})^{\boldsymbol{n}}$

  Paroi A : Nu=0,129(0.708. 10^{10})$^{0.33}$ =229.668

  Paroi B : Nu=0,12

  9(0.468. 10^{10})$^{0.33}$=200.341

  Paroi C : Nu=0,129(0.468. 10^{10})$^{0.33}$=200.341

  Paroi D : Nu= 0,129(1.081. 10^{10})$^{0.33}$=264.090

  Plancher : Nu=0,27(6.237. 10^{10})$^{0.25}$=134.929

  Plafond : Nu=0,14(4.064. 10^{10})$^{0.33}$=443.693

  Après toutes ces étapes on:

- **Calcul le coefficient d'échange par convection extérieure αecl:**

  αecl = (Nu ×λ)/L (W/m^2.k)

  Paroi A : **αecl**= (229.668x24.96. 10^{-3}) /4.80=1.194**(W/ m^2. K)**

  Paroi B : **αecl**= (200.341x27.33. 10^{-3}) /4.80=1.140 **(W/ m^2. K)**

  Paroi C : **αecl**= (200.341x27.33. 10^{-3}) /4.80=1.140 **(W/ m^2. K)**

  Paroi D : **αecl** = (264.09x22.8. 10^{-3}) /4.80=1.254 **(W/ m^2. K)**

  Plancher : **αecl**= (134.929x25.5. 10^{-3}) /9.86=0.348 **(W/ m^2. K)**

  Plafond : **αecl**= (443.693x27.33. 10^{-3}) /9..86=1.229 **(W/ m^2. K)**

- **Calcul du nombre adimensionnel de Reynolds :**

  Re = (W ×L) /ν

  Application aux parois extérieures :

  Paroi A: Re= (2x4.8)/13,98. 10^{-6}=6.86x10^5

  Paroi B : Re= (2x4.8)/ 16.67. 10^{-6}=5.75x10^5

  Paroi C : Re = (2x4.8)/16.67. 10^{-6}=5.75x10^5

  Paroi D :Re= (2x4.8)/12.43. 10^{-6}=7.72x10^5

  Plancher : Re= (2x9.86)/14.61. 10^{-6}=1.34x10^6

  Plafond : Re = (2x9.86)/16.67. 10^{-6}=1.18x10^6

  Le nombre de Reynolds est supérieur à 4.10^5 Donc le régime est turbulent

  C = 0.036

  m = 0.8 n = 0.33

  Nu = C × Re^m × Pr^n

  Paroi A : Nu=0.036(6.86. 10^5)$^{0.8}$x(0.706)$^{0.33}$=1497.846

  Paroi B : Nu=0.036(5.75. 10^5)$^{0.8}$x(0.732)$^{0.33}$=1316.210

  Paroi C : Nu=0.036(5.75. 10^5)$^{0.8}$x(0.732)$^{0.33}$=1316.210

  Paroi D : Nu=0.036(7.72. 10^5)$^{0.8}$x(0.767)$^{0.33}$=1691.916

  Plancher: Nu=0.036(1.34. 10^6)$^{0.8}$x(0.705)$^{m20.33}$=2557.930

  Plafond: Nu=0.036(1.18. 10^6)$^{0.8}$x(0.732)$^{0.33}$=2339.358

- **Calcul du coefficient αecf :**

  αecf = (Nu ×λ)/L (W/m^2.K)

  Paroi A : **αecf**=(1497.846x24,96. 10^{-3})/4.8=7,788**(W/ m^2.K)**

  Paroi B : **αecf**=(1316.210x27.33. 10^{-3})/4.8=7,494 **(W/ m^2.K)**

  Paroi C : **αecf**= (1316.2109x27.33. 10^{-3})/4.8=7,494 **(W/ m^2.K)**

  Paroi D : **αecf**=(1691.916x22.8. 10^{-3})/4.8=8.036 **(W/ m^2.K)**

Plancher : $\boldsymbol{\alpha ecf}$=(2557.930x25,5. 10^{-3})/9.86=6.615 **(W/ m^2.K)**

Plafond : $\boldsymbol{\alpha ecf}$ =(2339.358x27.33. 10^{-3})/9.86=6.484 **(W/ m^2.K)**

Apres qu'on a calcule $\boldsymbol{\alpha ecl}$ et $\boldsymbol{\alpha ecf}$ on obtient $\boldsymbol{\alpha ec}$ qui est donné par la méthode suivante

$$\boldsymbol{\alpha ec = (\alpha ecl + \alpha ecf)/2}$$

Paroi A :αec=(7,788+1,194) /2=4.491(W/m^2.K)

Paroi B : :αec =(7,494+1.140) /2=4.317(W/m^2.K)

Paroi C : :αec=(7,494+1.140) /2=4.317(W/m^2.K)

Paroi D : :αec=(8.036+1.254) /2=4.645(W/m^2.K)

Plancher :αec= (0.348+6.615) /2=3.481(W/m^2. K)

Plafond: αec= (1.229+6.484) /2=3.865(W/m^2. K)

- **Le calcul de $\boldsymbol{\alpha er}$:**

On peut calculer le coefficient d'échange thermique par rayonnement par la relation suivante :

αer = C12 × [(Tpe/100)^4-(Te/100)^4]/ΔT

C12 = 4.464

Paroi A : αer=4,464x ((281.5/100)^4-(281/100)^4)/0.5=3.972(W/m^2.K)

Paroi B : αer=4,464x ((310.5/100)^4-(310/100)^4)/0.5=5.332(W/ m^2.K)

Paroi C : αer=4,464x ((310.5/100)^4-(310/100)^4)/0.5=5.332(W/ m^2.K)

Paroi D : αer=4,464x ((253.5/100)^4-(253/100)^4)/0.5=2.90(W/ m^2.K)

Plancher : αer=4,464x ((288.5/100)^4-(288/100)^4)/0.5=4.276(W/ m^2.K)

Plafond : αer=4,464x ((310.5/100)^4-(310/100)^4)/0.5=5.332(W/ m^2.K)

- **Le calcul de $\boldsymbol{\alpha e}$:**

Le coefficient d'échange thermique intérieur est calcule a partir de la relation suivante

$$\boldsymbol{\alpha i = \alpha ic + \alpha ir}$$

Paroi A : $\boldsymbol{\alpha e}$=3.972+4,491=8.463(W/ m^2.K)

Paroi B : $\boldsymbol{\alpha e}$=4.317+5.332=9.649 (W/ m^2.K)

Paroi C : $\boldsymbol{\alpha e}$=4.317+5.332=9.649 (W/ m^2.K)

Paroi D : $\boldsymbol{\alpha e}$ =4.645+2.90=7.545 (W/ m^2.K)

Plancher : $\boldsymbol{\alpha e}$=4.276+3.481=7.757 (W/ m^2.K)

Plafond : $\boldsymbol{\alpha e}$ =5.332+3.856=9.188 (W/ m^2.K)

- **Le calcul de l'épaisseur de l'isolant $\boldsymbol{Eis}$:**

On peut déterminer l'épaisseur de l'isolant à partir de la relation suivante :

$$\boldsymbol{q_u = K \times \Delta T}$$

$$\boldsymbol{K = q_u/\Delta T = 1/(1/\alpha_i + \Sigma R_i + 1/\alpha_e)}$$

$\Delta T/ q_u = 1/ \alpha_i + \Sigma R_i + 1/ \alpha_e$

$\Sigma R_i = \Delta T/ q_u - (1/ \alpha_i + 1/ \alpha_e)$

$Eis = \lambda is\ [\Delta T/qu - (\frac{1}{\alpha i} + \Sigma\frac{ei}{\lambda i} + \frac{1}{\alpha e})]$ (m)

- **Exemple de calcul :**

Chambre N° 01:

Paroi A:Eis=0.024 $[8/10 - (1/6.672 + 1/8.463 + 0.000222]$=0.025m

Après avoir déterminé l'épaisseur de l'isolant on peut calculer le coefficient global de chaleur.

Les résultats sont résumés dans les tableaux suivants :

Paroi	αi (W/m^2K)	αe (W/m^2K)	Eis (m)	λ_{is} ($W/m^2.K$)	K (W/m^2K)
A	6.672	8.463	0.025	0.024	0.65
B	6.672	9.649	0.082	0.024	0.256
C	6.672	9.649	0.082	0.024	0.256
D	6.627	7.545	0.041	0.024	0.502
Plancher	6.595	7.757	0.052	0.043	2.089
Plafond	4.885	9.188	0.081	0.024	0.256
Port	7.033	8.840	0.013	0.024	0.941

Tableau n2.5:le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (01)

Paroi	αi (W/m^2K)	αe (W/m^2K)	Eis (m)	λ_{is} ($W/m^2.K$)	K (W/m^2K)
A	7.384	8.463	0.013	0.024	0.996
B	7.384	8.922	0.042	0.024	0.357
C	7.384	10.192	0.131	0.024	0.174
D	7.384	8.338	0.029	0.024	1.208
Plancher	7.147	7.757	0.138	0.043	0.273
Plafond	5.497	9.188	0.129	0.024	0.169
Port	8.650	8.840	0.013	0.024	0.965

Tableau n2.6:le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (02)

Paroi	αi (W/m^2K)	αe (W/m^2K)	Eis (m)	λ_{is} $(W/m^2.K)$	K (W/m^2K)
A	9.003	9.806	0.098	0.024	0.221
B	9.003	8.591	0.030	0.024	0.676
C	9.003	10.901	0.167	0.024	0.135
D	9.003	11.810	0.113	0.024	0.195
Plancher	8.192	7.757	0.204	0.043	0.192
Plafond	6.026	10.266	0.116	0.024	0.135
Port	8.982	8.840	0.013	0.024	0.969

Tableau n2.7:le coefficient global de transfert de chaleur K (chambre (03)

Paroi	αi (W/m^2K)	αe (W/m^2K)	Eis (m)	λ_{is} $(W/m^2.K)$	K (W/m^2K)
A	7.612	7.733	0.063	0.024	0.323
B	7.612	7.733	0.063	0.024	0.323
C	7.612	6.275	0.012	0.024	0.91
D	7.612	5.437	0.05	0.024	0.417
E	7.612	5.004	0.095	0.024	0.233
F	7.612	5.004	0.095	0.024	0.233
G	7.612	5.321	0.033	0.024	0.590
H	7.612	7.733	0.063	0.024	0.323
Port	6.145	8.840	0.062	0.024	0.325
Plancher	7.076	7.757	0.232	0.043	0.99
Plafond	5.606	9.188	0.063	0.024	0.323

Tableau n2.8:le coefficient global de transfert de chaleur K (SAS)

4. Les différents apports de chaleur :

Les apports de chaleur se répartissent en deux grandes catégories :

- **Les apports externes :**

- Les apports par transmission.

- Les apports dus au renouvellement d'air systématique.
- Les charges dues aux infiltrations (renouvellement d'air intempestif).

- **Les apports internes :**

➢ Les apports dépendant des denrées :

- Les apports dus à l'introduction des denrées.
- Les apports dus au refroidissement de l'emballage.

Charges liées à l'installation du groupe frigorifique (ventilateurs, résistance de Dégivrage).

➢ Les apports indépendants des denrées :

- Les apports dus à l'éclairage.
- Les apports dus aux personnels.

4.1 Les apports externes :

➢ **Les apports par transmission :**

Les apports par transmission sont des apports dus à la différence de température existant Entre l'intérieur et l'extérieur. Ils dépendent du coefficient d'échange global, de la différence De température et de la surface d'échange.

Les apports par ensoleillement sont dus à l'exposition de la surface aux rayons solaires. Ils Dépendent de la nature de la paroi (l'état et la couleur), de l'orientation et de la surface.

Ces deux apports peuvent être regroupés en un seul terme, donné par la relation :

$$\boldsymbol{Qtr=K \times S \times (\Delta T + \Delta T')\ (kW)}$$

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée (**W/m^2.K).**

S : surface de la paroi considérée (**m^2**).

ΔT : différence de température des deux côtés de la paroi considérée (K)

ΔT' : majoration de l'écart de la température ΔT qui tient compte de l'ensoleillement ; dépend De la nature et l'orientation de la paroi, et aussi de la latitude de notre site.

Les valeurs de ΔT' en fonction de l'orientation et latitude et les parois									
Latitude (°E)	**Orientation des parois verticales**								**Paroi Horizontale**
	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	
30	1.2	3.0	3.7	3.0	1.9	3.0	3.6	3.0	7.4
36.11	2.17	3.17	3.7	2.93	1.83	2.93	3.63	3.19	7.36
40	2.7	3.5	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.5	7.3

Tableau: n2.9 les majorations ΔT' de l'écart de température

Paroi	$K_{réel}$ (W/m^2.K)	Surface S (m^2)	ΔT (K)	$\Delta T'$ (K)	Q_{tr} (W)
A	0.65	25.488	8	3.7	193.836
B	0.256	63.168	37	1.83	627.920
C	0.256	31.488	37	3.63	641.763
D	0.502	63.168	-20	0	-634.206
Plancher	2.089	86.33	15	7.36	4032.477
Plafond	0.256	86.33	37	7.36	980.377
Porte	0.941	6	8	3.7	66.058

Tableau n 2.10 : Les apports de chaleur par transmission (chambre (01))

Paroi	$K_{réel}$ (W/m^2.K)	Surface S (m^2)	ΔT (K)	$\Delta T'$ (K)	Q_{tr} (W)
A	0.996	25.488	28	3.7	804.737
B	0.357	63.168	20	0	451.019
C	0.174	31.488	57	3.63	332.186
D	1.208	63.168	-15	0	-1144.604
Plancher	0.273	86.33	35	7.36	998.344
Plafond	0.169	86.33	57	7.36	938.997
Porte	0.965	6	28	3.7	183.543

Tableau n2.11 : Les apports de chaleur par transmission (chambre (02)

Paroi	$K_{réel}$ (W/m^2.K)	Surface S (m^2)	ΔT (K)	ΔT (K)	Q_{tr} (W)
A	0.221	25.488	43	3.7	263.054
B	0.676	63.168	15	0	640.523
C	0.135	31.488	72	3.63	321.494
D	0.195	63.168	60	0	739.65
Plancher	0.192	86.33	50	7.36	950.762
Plafond	0.135	86.33	72	7.36	924.905
Porte	0.969	6	43	3.7	271.513

Tableau n2.12 : Les apports de chaleur par transmission (chambre (03)

Paroi	$Kréel$ (W/m^2.K)	Surface S (m^2)	ΔT (K)	ΔT (K)	Qtr (W)
A	0.323	133.44	29	3.7	1409.406
B	0.323	19.998	29	1.83	199.141
C	0.91	25.488	-8	3.63	-103.358
D	0.417	25.488	-28	3.63	-259.016
E	0.233	25.488	-43	3.63	-205.358
F	0.233	21.408	-43	1.83	-266.830
G	0.590	23.04	-17	3.63	-181.746
H	0.323	21.408	29	2.17	215.533
Port2	0.325	2.85	-17	3.63	-12.383
Plancher	0.91	140.076	7	7.36	1830.467
Plafond	0.323	140.076	29	7.36	1645.091
Port1	0.325	9	29	2.17	91.172

Tableau n2.13 : Les apports de chaleur par transmission (SAS)

Destination	**Chambre01**	**Chambre02**	**Chambre03**	**SAS**
Q_{tr} **[kW]**	5.90	2.564	4.111	4.362

Tableau n2.14 La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre.

➢ **Les apports dus au renouvellement d'air :**

II est indispensable de renouveler l'air des chambres froides et de le remplacer par de 1'air Frais pour évacuer les odeurs produites par les denrées, ce renouvellement d'air est effectué Par deux modes

- renouvellement d'air systématique
- renouvellement d'air intempestif

- **Les apports dus au renouvellement d'air systématique:**

L'air renouvèle est réalisé en générale par des ventilateurs, la température de l'air extérieur Entrant (L'air frais) est supérieure celui de la chambre froide ce qui provoque une charge Thermique qu'on doit calculer à partir de la relation suivante:

$$Q_{rs} = (\varepsilon/24 \times 3600) \times (Vef/Vs) \times (He - Hi) \quad \textbf{(KW)}$$

Qrs: Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique

Vef: Volume de la chambre froide m^3

Vs: volume spécifique de l'air intérieur en m^3 /kg.

He: l'enthalpie de l'air extérieur en kJ/kg.

Hi: l'enthalpie de l'air intérieur en kJ/kg.

ε: Nombre de renouvellement d'air par jour qui est donnée par le tableau suivant:

Volume de la chambre (m^3)	**Température intérieure (°C)**	
	$Ti > 0°C$	$Ti \leq 0°C$
120	8	6
150	7	5
175	6	5
250	5.3	4
300	5	4
500	4	3
750	3.3	2
1000	3	2
1500	2	1
2000	1	1
2500	1	1

Tableau n2.15: Nombre de renouvellement d'air par jour

Exemple de calcul : Chambre 01

Longueur : L = 13.16 m, Largeur : l = 6.56 m, Hauteur : h = 4.80 m

Le volume de la chambre froide égale à 414.382 m^3donc ε = 3.43

Le volume spécifique et l'enthalpie de l'air extérieur et intérieur sont tirés à partir du Diagramme de l'air humide

Vs = 0.7777 m^3/kg, He = 65.29kJ/kg, Hi = 7.54kJ/kg.

Chambre	**Vef (m^3)**	**Vs m^3/kg**	**He Kj/kg**	**Hi KJ/kg**	**ε $Jour^{-1}$**	**Q_{rs} Kw**
01	414.382	0.7777	65.29	7.54	3.43	1.221
02	414.382	0.7180	65.29	-18.64	3.43	1.922
03	414.382	0.6749	65.29	-34.86	3.43	2.441
SAS	752.908	0.8026	65.29	19.69	3.29	1.628

Tableau n2.16: Les apports dus au renouvellement d'air systématique

- **Les apports dus au renouvellement d'air intempestif:**

  Ce mode de renouvellement d'air dépend de l'ouverture des portes au moment de L'introduction ou la livraison des denrées ce qui doit être la cause principale des infiltrations De l'air extérieur à l'intérieur de la chambre, ces infiltrations sont considères comme charge Thermique qu'on doit la calculer à partir de la relation suivante:

  $\boldsymbol{Qri = Qe \times Sp}$

  Qri: apport de chaleur due à l'ouverture de la porte (intempestive) en kW

  Sp: Surface du plancher de la chambre froide en m^2

  Qe: Quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air/unité de surface: en kW/m^2

  Qe Est donnée par le tableau suivant:

Destination	**Volume de la chambre froide**		
	< 50 m^3	< 150 m^3	> 150 m^3
Réfrigération	14x10^{-3}	7 x10^{-3}	6 x10^{-3}
Congélation	19 x10^{-3}	9 x10^{-3}	7 x10^{-3}
Stockage en réfrigération	9 x10^{-3}	5 x10^{-3}	4 x10^{-3}
Stockage en congélation	7 x10^{-3}	4 x10^{-3}	3 x10^{-3}
SAS	4.7 x10^{-3}	2.3 x10^{-3}	1.2 x10^{-3}

Tableau n2.17 : La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air/m^2

- **Exemple de calcul:**

  Chambre 01 :

  La surface du plancher = L × l = 13.16× 6.56 = 86.33m^2.

  La chambre 01 destinée à la réfrigération donc Qe = 6×10^{-3}kW/m^2

  Qri = 86.33 ×10^{-3} 6×=0.518 kW

Destination	Utilité de la chambre	Qe (kW/m^2)	Sp (m^2)	Qri (kW)
01	Réfrigération	6×10^{-3}	86.33	0.518
02	Congélation	$7\ x10^{-3}$	86.33	0.604
03	Congélation rapide	$7\ x10^{-3}$	86.33	0.604
SAS	/	$1.2\ x10^{-3}$	156.856	1.882

Tableau n2.18 : Les apports dus au renouvellement d'air intempestif

4.2Les apportes internes :

- **Les apports dus à l'introduction des denrées:**

Ces apports résultent de l'introduction des denrées, souvent à une température plus élevée, Dans la chambre froide, constitue donc une charge contre laquelle le groupe frigorifique devra Lutter.

Ces apports de chaleur sont calculs à partir des relations suivantes:

Dans le cas la réfrigération:

$$\boldsymbol{Qent = M_h \times cp_{av} \times (Te - Tf)/3600\ kW}$$

$Qent$: Apports dus à l'introduction des denrées en kW

M_h: Le débit massique d'entreposage en kg/h.

cp_{av}: Chaleur massique des denrées avant congélation en kJ/$kg.K$

Te: température des denrées en °C

Tf: température de la chambre froide en °C

Dans le cas de congélation:

$$\boldsymbol{Qent = M_h \times [(cp_{av} \times (Te - Teg)) + Leg + (cp_{ap}\ (Teg - Tf))]/3600\ kW}$$

Teg: Température de congélation des denrées.

Leg: Chaleur latente des denrées.

cp_{ap}: Chaleur massique des denrées après congélation.

- **Exemple de calcule :**

Chambre 01 :

Mh = 98.43kg/h ; Te = 8°C

Cp avant = 3.15$kJ/kg.K$

Tf = 0 °C

$Qent$ = 0.689Kw

Les résultats des autres chambres sont exposés tableau suivant :

Chambre	Mh kg/h	Te(°C)	Tf(°C)	cp_{av} (kJ/kgK)	cp_{ap} (kJ/kgK)	Teg(°C)	Leg (kJ/kg)	$Qent$ (kW)
01	98.43	8	0	3.15	/	/	/	0.689
02	98.43	8	-20	3.15	1.71	-2.8	247	8.487
03	98.43	8	-35	3.15	1.71	-2.8	247	7.552
SAS	106.25	8	8	3.15	/	/	/	0

Tableau n2.19 : Les apports dus à l'introduction des denrées

- **Les apports dus à l'éclairage:**

Dans les chambres froides, les lampes utilisées doivent résister au froid et à l'humidité, Étanche à l'eau. A partir de "$Rietchel$" on a choisi les lampes fluorescentes dont la puissance Varie entre 8 et 25 w/m2. La chaleur cédée par les lampes sous l'effet de joule doit être calculé à partir de la relation suivante:

$$\boldsymbol{Q_{ecl} = P \times (t/24) \times S_{pl}\, kW}$$

$Qecl$: Les apporte de chaleur dus à l'éclairage en kW.

P: puissance de la lampe en kW.

t: La durée de fonctionnement des lampes en heure.

(4 heures pour les chambres froides)

Spl: Surface du plancher en m^2

- **Exemple de calcul :**

Chambre 01 :

P = 0.008 kW

t = 4 heures

Spl = 13.16 × 6.56 = 86.33 m^2

$Qecl$= 0.008 × (4/24) × 86.33 = 0.115 kW

Les résultats sont au tableau suivant :

Chambre	P (kw)	t (heure)	$S_{pl}\,(m^2)$	$Q_{ecl}\,(kw)$
01	0.008	4	86.33	0.115
02	0.008	4	86.33	0.115
03	0.008	4	86.33	0.115
SAS	0.025	8	156.856	0.653

Tableau n2.20 : Les apports dus à l'éclairage:

- **Les apports dus au personnel :**

Le personnel est obligé de travailler dans les chambres froides, ou le corps humain dégage de L'énergie thermique sous forme de chaleur et vapeur d'eau (à la respiration)

Cette quantité de chaleur est fonction de la température de la chambre froide et de l'activité du Personnel, elle est calculée à partir de la relation suivante:

$$\boldsymbol{Qper = n \times (t/24) \times qper \quad kW}$$

$Qper$: Les apporte dus au personnel.

n: Nombre de personne.

t: Nombre d'heure de travail

$qper$: Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans les chambres Froides.

Elle donnée au tableau ci-dessous:

T de la chambre en °C	0	-20	-35	8
Q personnel en [kW]	0.270	0.390	0.450	0.220

Tableau : n2.21 : La quantité de chaleur dégagée par une personne en [kW]

- **Exemple de calcul:**

Chambre 01: 0°C (N = 3)

$Qper$ = 3 × (6/24) × 0.270 = 0.203 kW

Les résultats sont au tableau suivant :

Chambre	N	t (heure)	Q personnel en [kW]	$Qper$ (kW)
01	3	6	0.270	0.203
02	3	6	0.390	0.293
03	3	6	0.450	0.337
SAS	4	8	0.220	0.293

Tableau : n2.22 : Les Apports dus au personnel

- **Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :**

  Ce matériel roulant est le plus souvent constitué de chariots élévateurs et transpalettes. On a :

  $\boldsymbol{Qmr}$ **= n x p x t/ 24 (W)**

  $\boldsymbol{n}$: Nombre de matériels roulant d'un type donné

  P : puissance totale de chaque type de matériel **(W)**

  $\boldsymbol{t}$: Durée de présence du matériel **(h/j)**

  Reprend dans le projet on suppose qui n'est pas prévu d'engin de transport motorise, mais Seulement des transpalettes manuels, on a donc :

  $\boldsymbol{Qmr}$**= 0**

- **Les apports dus au refroidissement de L'emballage:**

  Les apports dus à cette différence de température sont calcules par la relation suivante:

  $$\boldsymbol{Qem = Mem \times Cpem \times (Tem - Tef)/3600\ kW}$$

  Qem: Les apports dus au refroidissement de l'emballage en kW

  Mem: Le débit d'emballage entrant en kg/h.

  $Cpem$: Chaleur massique de l'emballage en kJ/h.

  Tem: Température de l'emballage.

  Tef: Température de la chambre froide en (°C).

  Le débit d'emballage est calculé par la formule ci-dessous:

  $$\boldsymbol{Mem = (Nc \times mc)/24}$$

  Nc: Nombre de caisse dans la chambre froide.

  mc: La masse nette de caisse en kg

- **Exemple de calcul :**

  Chambre 01 : $Cpem$ =0.3 $kJ/kg.K$, Tem = 8 °C, Tcf = 0°C

  Nc = 945 caisses, mc =25 kg

Mem = (945 ×25)/24 = 984.375 kg/h

Qem = 984.375× 0.3 × (8 -0) /3600= 0.656kW

Les résultats sont au tableau suivant :

Chambre	***Nc* (caisse)**	***Mem* (kg/h)**	**ΔT (°C)**	***Qem* (kW)**
01	945	984.375	8	1.133
02	945	984.375	28	2.296
03	945	984.375	43	3.527
SAS	1020	1062.5	0	0

Tableau : n2.23 : Les apports dus au refroidissement de l'emballage

4.3 : Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs:

Pour calculer les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des Évaporateurs il faut d'abord savoir que la charge thermique intermédiaire et la puissance Intermédiaire de l'évaporateur et calculer la puissance frigorifique prévisionnelle pour choisir Un évaporateur à partir d'un catalogue, dès qu'on choisit le type d'évaporateur on détermine le Nombre des résistances de dégivrage et la puissance des moteurs des ventilateurs et on établit Le calcul de la puissance effective de l'évaporateur.

On appelle la somme des apports précédents, la charge thermique intermédiaire $Qint$, on doit Calculer la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur Q0int qu'elle est donnée par la formule suivante:

$$\boldsymbol{Q0int = Qint \times 24 / \tau inst \quad kW}$$

$\tau inst$: la durée de fonctionnement de l'installation (16 heures pour les Chambers de Conservation et 18 heures pour les Chambers de congélation).

Et puis on calcule Q0prévisionnelle qu'elle est donnée par la formule ci-dessous:

$$\boldsymbol{Q0prév = 1.2 \times Q0int \quad kW}$$

Les résultants sont résumés dans le tableau suivant:

chambre	Qtr (kw)	Qrs (kw)	Qri (kw)	$Qent$ (kw)	$Qecl$ (kw)	Qem (kw)	$Qper$ (kw)	$Qint$ (kw)	$Q0int$ (kw)	$Q0pré$ (kw)
01	5.90	1.221	0.518	0.689	0.115	1.133	0.203	9.779	14.668	17.60
02	2.564	1.922	0.604	8.487	0.115	2.296	0.293	16.281	21.708	26.049
03	4.111	2.441	0.604	7.552	0.115	3.527	0.337	18.687	24.916	29.899
SAS	4.362	1.628	1.882	/	0.653	/	0.293	8.822	13.233	15.879

Tableau : n2.24 : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt en (kW)

On appelle la puissance frigorifique à installer, la puissance effective de l'évaporateur qui est Égale à la somme de la puissance intermédiaire de l'évaporateur et la puissance des moteurs Des ventilateurs et la puissance des résistances de dégivrage:

$$Q0effective = Q0int + Qvent + Qdég \quad [kW]$$

La puissance des moteurs des ventilateurs:

$$Qvent = n \times P \times \tau évap/\tau inst \quad [kW]$$

n: Nombre de ventilateur de l'évaporateur.

P: Puissance des ventilateurs.

$\tau évap$: la durée de fonctionnement de l'évaporateur

(18 heures pour la congélation et 16 heures pour la conservation).

$\tau inst$: la durée de fonctionnement de l'installation

(18 heures pour la congélation et 16 heures pour la conservation).

$$Qdég = n \times P \times \tau dég/\tau inst \quad [kW]$$

n: Nombre de résistance

P: Puissance de chaque résistance en [kW]

$\tau dég$: La durée de dégivrage = 2 h/jour pour la conservation et 1.33 h/jour pour la congélation

$\tau inst$: La durée de fonctionnement de l'installation.

(18 heures pour la congélation et 16 heures pour la conservation)

- **Exemple de calcul:**

Chambre 02 : on a choisi selon la puissance prévisionnelle à partir du catalogue de $frigabohn$ un évaporateur de type SKB22L avec quatre ventilateurs de puissance (540 W) et quatre résistances de puissance totale de (7200W).

$Qvent$= 4 × 0.540 × 18/ 18 = 2.16 kW

$Qdég$= 4 ×1.4× 1.33 / 18 = 0.413 kW

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur

Q0effective = 14.668 +2.16 +0.413 = 24.281 kW

Les résultants sont résumés au tableau suivant:

chambre	$Q_{0prév}$	**Type d'évaporateur**	**Puissance des ventilateur** $n \times P$ **(kW)**	**Puissance des résistance** $n \times P$ **(kW)**	**Q0int (kW)**	Q_{vent} **(kW)**	$Q_{dég}$ **(kW)**	Q_{0eff} **(kW)**
01	17.60	SKB21E	4x0.540	/	14.668	2.16	/	15.828
02	26.049	SKB22L	4x0.540	4x1.4	21.708	2.16	0.413	24.281
03	29.899	SKB24R	4x0.540	4x1.4	24.916	2.16	0.413	27.489
SAS	15.879	SKB19C	4x0.540	/	15.097	2.16	/	17.257

Tableau : n2.25 : La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)

5 : Vérification de la température du SAS:

On a supposé que la température du SAS est égale à (8°C), après qu'on a déterminé le Coefficient d'échange de chaleur globale on peut calculer la température réelle du SAS Tx pour effectuer ce calcul on établit le bilan thermique de telle façon que la somme des flux entrants égale à celle des flux sortants.

$\sum_{i=1}^{n}$ **Q entrants** =$\sum_{i=1}^{n}$ **Q sortants**

$Kext \times Sext \times \Delta T = Kint \times S\,int \times \Delta T.$

$Kext \times Sext \times (Te - Tx) = Kint \times S\,int \times (Tx - Ti).$

Le plancher et le plafond sont considérés comme parois extérieures.

$Kext$: Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur.

$Kint$: Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur.

$Sext$: La surface des murs extérieurs.

$S\,int$: la surface des murs intérieurs.

Le plancher et le plafond sont considérés comme parois extérieures.

KA×SA×(Te – Tx) + KB×SB×(Te – Tx) + KH×SH×(Te – Tx)+ KP×SP×(Te – Tx)+ KPLC×SPLC×(TPLC – Tx) + KPLF×SPLF×(TPLF– Tx) = KC×SC×(Tx – TC) + KD×SD×(Tx –TD) + KE×SE×(Tx – TE) + KF×SF×(Tx – TF)+ KG×SG×(Tx – TG) +

KPC×SPC×(Tx – TPC) +KPD×SPD×(Tx – TPD) + KPE×SPE×(Tx – TPE)+ KPG×SPG××(Tx – TPG).

6285.19-255.012Tx=74.092Tx+430.981

Tx=17.7°C

On remarque que la différence entre la valeur réelle et celle supposée est considérable, donc On prévoie un système de conditionnement d'air.

1. Introduction:

Dans ce chapitre nous allons prendre en considération les caractéristiques Thermodynamiques des cycles frigorifiques conformément aux machines de production du Froid mono étagée et bi étagés en relation avec les applications prises pour le cas de notre Étude

2. Cycle frigorifique:

Le cycle frigorifique est un cycle thermodynamique. Il permet d'abaisser la température d'un Milieu relativement froid (la source froide) et simultanément d'augmenter la température d'un Autre milieu relativement chaud (la source chaude) au moyen d'une dépense d'énergie Mécanique. Il est notamment utilisé dans les réfrigérateurs ou les pompes à chaleur.

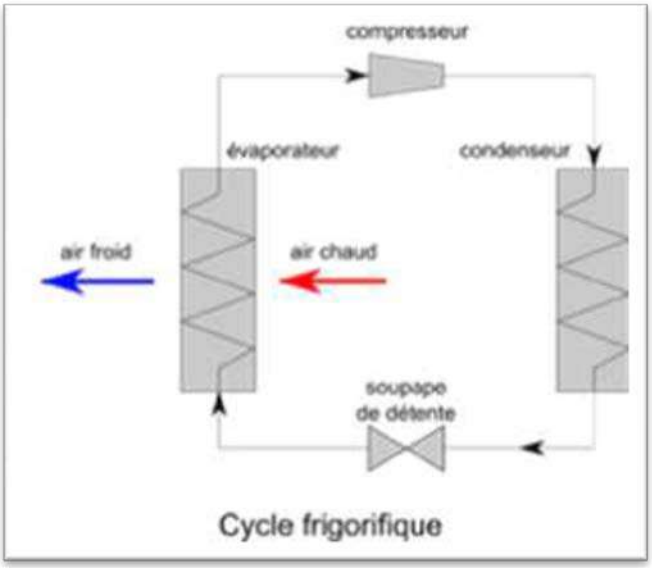


Figure :n 3.1. Schéma de principe du cycle frigorifique.

3. choix du fluide frigorigène :

3.1les critères de choix du fluide frigorigène :

Pour réaliser une bonne installation on a intérêt de choisir le bon fluide et qui repend à Plusieurs conditions. Dont le choix du fluide frigorigène se fait Selon plusieurs critères et qui Sont :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité.
- Critères d'action sur l'environnement.
- Critères techniques.
- Critères économiques.

Les points énumérés ci-dessus se résument comme suit :

- **Critère thermodynamique :**

❖ Température d'ébullition.
❖ Température critique.
❖ Pression du cycle frigorifique.
❖ Echauffement des vapeurs au cours de la compression.
❖ Production frigorifique volumique.

- **Critères de sécurité :**

❖ Toxicité.
❖ Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
❖ Action sur les denrées.
❖ Action sur l'environnement : Ozone, effets radiatifs (effet de serre).
❖ Action biologique.

- **Critères techniques :**

❖ Action sur les métaux.
❖ Action sur les matières plastiques et élastomères.
❖ Action sur les isolants électriques.
❖ Conductivité sur les huiles.
❖ Comportement en présence d'eau.
❖ Stabilité thermique.
❖ Efficacité des échanges thermiques.
❖ Aptitudes aux fuites.
❖ Détection, puis localisation des fuites.

- **Critères économiques :**

❖ Prix.
❖ Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
❖ Disponibilité du frigorigène.

3.2- L'altération de la couche d'ozone "ozone dépilation potentiel » :

C'est-à-dire, que les C.F.C libérés sur la terre s'élèvent lentement et Parviennent dans la Couche d'Ozone où leurs molécules subissent une Dissociation photo logique sous l'action du Rayonnement. Les atomes du Chlore libérées vont alors réagir avec les molécules d'Ozone (O3) pour former le "ClO" (Oxyde de Chlore) et O2. On n'estime qu'une molécule de Chlore Peut entraîner la destruction de Milliers de molécules d'Ozone.

3.3- L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone :

Les CFC entrent dans la haute stratosphère, se décomposent sous l'effet des Rayons Ultraviolets en relâchant des molécules de chlore (Cl2) qui entrent En catalyse pour détruire Chacune 100 000 molécules d'ozone (O3) environ, Un gaz bleuté qui bloque l'entrée des Rayons UVB dangereux pour le règne (Humain, animal, végétal). L'utilisation des CFC est Interdite en 1996. Les HCFC ont été introduits pour remplacer les CFC dont Les HCFC Contient Qu'un seul atome de chlore (la durée de vie des HCFC est réduite en Comparaison au (CFC) et leur influence néfaste sur la couche d'ozone est Bien moindre que celle des CFC. Quant aux HFC ne contenant pas de chlore, ils ne concourent pas à L'altération de la couche D'ozone En vue de caractériser, les différents Fluides frigorigènes du point de vue altération De la couche d'ozone on leur Attribue à chacun un (potentiel d'altération de la couche d'ozone) désigné Par le signe ODP (ozone déplétion potentiel). Différents ODP sont données Au tableau 01.

3.4- L'effet de serre :

La surface de la terre émet vers l'atmosphère un rayonnement infrarouge De grande Longueur d'onde. Une partie de ce rayonnement est interceptée Par la vapeur d'eau contenue Dans l'air, par les nuages et par un certain Nombre de gaz et retourne vers la surface de la terre ou elle permet d'y Maintenir une température compatible avec les exigences de la vie tant Animale que végétale, pour autant que la quantité de vapeur d'eau et de gaz Contenue dans l'atmosphère reste dans certaine limite, les conditions De vie sur terre restent satisfaisantes. En d'autres termes la vie sur terre est Rendue possible grâce à un effet de serre naturel. Les rayons solaires traversent aisément l'atmosphère et réchauffent la Planète. La chaleur dégagée par celle-ci est en partie maintenue prisonnière Par des gaz comme Le dioxyde de carbone, le méthane, et les (CFC, HCFC, HFC). On les appelle pour cette raison des "gaz à effet de serre". Ainsi l'énergie entre aisément, et sort difficilement. Il en résulte une Augmentation de la température à l'intérieur de la basse atmosphère Terrestre. L'effet de serre est caractérisé pour chaque gaz, le potentiel d'action sur l'effet de serre GWP (global warning potentiel), le GWP permet de faire une comparaison entre les fluides frigorigènes. Différents GWP sont Données au tableau 01 [6] .

4. Les fluides frigorigènes :

Pour la machine à compression mécanique les fluides frigorigènes utilisés Sont divisés en Trois groupes :

- ❖ Le chlorofluorocarbone (CFC)
- ❖ Les hydrauchlorofluorocarbone (HCFC)
- ❖ Les hydrau fluoro carbone (HFC)

Les CFC ont été introduits pour remplacer l'ammoniac (NH3) et le chlorure de méthyle (CH3Cl), (Des fluides toxiques, en 1928).

Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques chapitre 04 [7]

4.1. Le GWP et ODP des différents FF :

Fluide frigorigène	**Composition**	**ODP (R11 =1)**	**GWP à 100 ans CO2 = 1**
R22	CHClF2	0.05	1500
R23	CHF3	0	12100
R32	CH2F2	0	580
R124	CHClFCF3	0.02	480
R125	CF3CHF2	0	3200
R134a	CF3CH2F	0	1200
R142b	CClF2CH3	0.06	2000
R143a	CF3CH3	0	4400
R152a	CHF2CH3	0	140
R227ea	CF3CHFCF3	0	3300
R236fa	CF3CH2CF3	0	8000
R401Aa	R22/ R152a/ R124	0.03	1080
R401B	R22/ R152a/ R124	0.035	1190
R402A	R22/ R125/ R290	0.02	2570
R402B	R22/ R125/ R290	0.03	2240
R403A	R22/ R218/ R290	0.04	2670
R403B	R22/ R218/ R290	0.03	3680
R404A	R143a / R125 / R134a	0	3750
R407A	R32 / R125 / R134a	0	2000
R407B	R32 / R125 / R134a	0	2560
R407C	R32 / R125 / R134a	0	1610
R408A	R22/R143a / R125	0.026	3050
R409A	R22/R142b / R124	0.05	1440
R409B	R22/R142b / R124	0.05	1425

R410A	R32 / R125	0	1890
R413A	R134a/ R218/R600a	0	1770
R507	R143a / R125	0	3800
R508A	R23/R116	0	/
R508B	R23/R116	0	/

Tableau : n3.1. ODP et GWP des fluides frigorigènes.

Dans notre projet on a choisi comme fluides frigorigènes le R134a pour la Chambre positive (0°) et le R404A pour la chambre négative (-20°C) et Chambre de congélation (-35°C).

4.2. Le R134a :

- **Généralités :**

Le R134a, un HFC, est largement utilise dans le domaine de la climatisation, Le conditionnement de nourriture et la production de froid industriel. Etant Un réfrigérant à composante unique, son comportement lors de changement d'état isobare est stable. Il est ininflammable ct non toxique, et est un excellent fluide de remplacement du R12.

- **Caractéristiques techniques :**

Le R134a possède une puissance frigorifique volumique peu élevée, nécessitant ainsi Une puissance de compresseur relativement importante. C'est un fluide théoriquement à bonne efficacité énergétique et qui possède une conductivité thermique moyenne faible. Sa Température de refoulement au compresseur est relativement basse.

- **Caractéristiques environnementales :**

L'utilisation du R134a na pas d'impact direct sur la couche d'ozone. Bien Que ce soit un Gaz à effet de serre relativement élève, sa bonne efficacité Énergétique entraine une Consommation énergétique modique et limite Ainsi l'impact environnemental de l'installation Frigorifique dans ce Domaine. La décomposition du R134a est probablement source d'acide Trifluoroacétique (TFA) ainsi que d'acide fluorhydrique (HF) Notons que les Valeurs D'acidification des HFC repris dans ce document sont des Estimations réalisées dans le cadre D'une étude écobilan et ne peuvent être Utilisées qu'a des fins de comparaison entre les Différents fluides L'importance de ces produits est de toute manière négligeable par rapport a Celui entraine par la consommation énergétique. L'effet de ce réfrigérant (et des HFC en Général) sur la création d'ozone troposphérique est d'environ 0,001 kg Ethylène équin, et se Situe dans la marge d'erreur du modèle. Leur Impact dans ce domaine peut donc être considère comme négligeable.

- **Contraintes légales**

Son potentiel d'effet de serre entraine certaines limitations dans le Cadre de l'obtention de L'autorisation d'exploitation de l'installation. Aucunes mesures de sécurité spéciales ne sont Requises pour le R134a, Des conditions concernant le confinement de l'installation peuvent Être Imposées.

	R134a
Nom chimique / Composition	(1,1, 1.2) – Tetrafluoroethane
Type	Halogéné (HFC)
Numéro CAS	811-97-2
Masse molaire [g/mol]	102.03
Température critique [°C]	100.6
Température d'ébullition ({pression atmosphérique)	-26.1
Plage d'application de température [°C]	-25 à -15
Compatibilité avec les métaux	Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium avec plus de 2% de masse de magnésium devaient être évités
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type PAG et POE
Phrases R	Non classé comme préparation Dangereuse
Phrases S	Non classé comme préparation Dangereuse
ODP [kg R11-équiv]	0
GWP $_{100}$ [kg CO_2-équiv]	1300
Acidification [kg SO_x -équiv]	0.96
POCP [kg Ethylène-équiv]	0
Groupe de sécurité	A1
Valeur MAK [ppm]	1000
Autorisation d'exploitation	Utilisation limitée par l'administration de l'environnement

Tableau : n3.2. Composition de R134a.

4.4. Le R404A :

- **Généralités :**

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. il fait Partie des fluides zéotropique (série des R400, a l'opposée des fluides Azéotropes de la série R500), qui ne se comportent pas comme des fluides Homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation les Différentes composantes peuvent changer d'état de manière indépendante.

- **Caractéristiques techniques :**

Le R404A n'a guère une bonne efficacité énergétique. Il nécessite cependant Un compresseur de puissance plus réduite que celui du R 134a et possède Une conductivité thermique relativement intéressante Son glissement de Température étant faible, les restrictions concernant l'utilisation d'évaporateurs noyés dans le cas de fluides zootropes ne s'appliquent généralement pas

- **Caractéristiques environnementales :**

Le R404A n'a pas d'effet direct sur la couche d'ozone. Du a l'utilisation de Rl43a et de R125, deux fluides à fort potentiel d'effet de serre, le R404A est Cependant un réfrigérant à valeur GWP très élevée. Son impact direct sur L'effet de serre, bien que plus réduit par rapport {celui de la consommation Énergétique, est plus important que la plupart des réfrigérants de type HFC. Les conclusions concernant son effet d'acidification ainsi que son impact Sur la création d'ozone troposphérique sont identiques à celles du R134a.

- **Contraintes légales :**

Pour des raisons d'impact sur l'effet de serre, l'Administration de L'Environnement prévoit, dans le cadre de l'utilisation du R404A. Des Restrictions concernant son utilisation. Des mesures de sécurité Supplémentaires ne sont pas obligatoires, mais des conditions concernant le Confinement de l'installation peuvent être imposées.

	R404A
Nom chimique / Composition	R125 – R134a – R& ≫a(52%-44%-4%)
Type	Mélange zéotrope (HFC)
Numéro CAS	-
Masse molaire [g/mol]	-
Température critique [°C]	72.1
Pression critique [bar]	37.3
Température d'ébullition ({pression	-45.9

atmosphérique)	
Plage d'application de température [° C]	-45 à 0
Compatibilité avec les métaux	Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium avec plus de 2% de masse de magnésium devaient être évités
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type POE
Phrases R	Non classé comme préparation dangereuse
Phrases S	Non classé comme préparation dangereuse
ODP [kg R11-équiv]	0
GWP 100 [kg CO2-équiv]	3800
Acidification [kg SOx-équiv]	Sans indication
POCP [kg Ethylène-équiv]	0
Groupe de sécurité	A1/A1
Valeur MAK [ppm]	500
Autorisation d'exploitation	Utilisation limitée par l'administration de l'environnement

Tableau : n3.3. Composition de R404A.

5. Choix des équipements de production du froid :

5.1. Mode de production de froid

Il y'a deux types de production de froid :

5.1.1 Cycle frigorifique à compression mécanique :

- **cycle à compression mono-étagée :**

On utilise un seul étage de compression mécanique pour la production du Froid à Températures pas trop basses (généralement supérieur à -15°c) de Tels cycles sont Extrêmement répondus.

- **Cycle à compression bi-étagée :**

Lorsqu'il de production de froid à températures plus basses (généralement Entre -15°c à -45°c), les cycles à un seul étage présentent divers Inconvénients ; on fait alors appel aux Cycles mettant en jeu deux étages de Compression associée en série, ces cycles à compression bi-étagés sont très Courants.

Il y'a deux types de cycles {compression bi-étagée :

- ❖ Cycle à compression mécanique bi étagée à injection totale.
- ❖ La machines à compression mécanique bi étagée à injection partielle.

- **Cycle à compression poly-étagé :**

On utilise de tels cycles pour la production du froid à des températures Encore plus basses (Inférieures à -50°c) et ne mettant en jeu qu'un seul Frigorigène, ils sont beaucoup plus rares.

- **Cycle à compression en cascade :**

Le système qui met en œuvre ces cycles comprend plusieurs circuits Frigorifiques séparés, à compression mono ou poly-étagé, utilisant chacun Un frigorigène différent. Ces circuits Élémentaires sont disposés en série et Fonctionnent {des températures différentes. Chacun D'entre eux Communique thermiquement avec circuit plus froid qui le précède et le Circuit plus chaud qu'il suit. La chaleur puisée à basse température ainsi Transférée d'un Circuit {l'autre tandis que sa température s'élève. Elle est finalement rejetée dans les milieux Naturels, air ou eau par le Dernier circuit (le plus chaud), on peut ainsi produire du froid à des Températures encore plus basses (-90°c, -120°c, -150°c ……).

5.1.2. Cycles frigorifiques à absorption :

Les systèmes frigorifiques à absorption sont des systèmes consommant de La chaleur pour produire du froid. Certains de ces systèmes imposent l'usage d'une petite quantité d'énergie Mécanique pour l'entrainement des Pompes et des ventilateurs qui sert à la circulation des différents fluides. Quand le système est diatherme, utilisant deux sources de chaleur (froide, Chaude), il doit impérativement consommer de l'énergie sous forme Mécanique ou l'équivalent en énergie pure. Quand le système est à absorption conçu pour produire du froid, il doit être Aussi consomme de l'énergie mais sous forme calorifique. Cette catégorie de Système comporte au moins trois sources de chaleur.

5.2 Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle:

- **La température de condensation :**

On utilise un condenseur a air, le calcul de la température de condensation
Est calculé par la relation suivante :

$Tc = Te + \Delta T$ (°c)

Tc : température de condensation

Te : température extérieure de base

ΔT : l'écart de température compris entre (8÷10)

- **La température d'évaporation :**

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que L'évaporateur est place

à l'intérieur de la chambre froide, dont la Température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On Peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante :

$$\boldsymbol{Tev = Ti - \Delta T}\ (°c)$$

Tev : la température d'évaporation

Ti : la température intérieure de la chambre froide

ΔT : l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative

au tableau suivant

(°C)	**Ti φ (%)**	**ΔT (° C)**
> -12	91÷95	7÷8
	86÷90	8÷9
	81÷85	9÷10
	76÷80	10÷11
	70÷75	11÷12
< -12	Quel que soit φ	6

Tableau : n3.4. L'écart de température.

- **La pression de condensation et d'évaporation :**

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (H-P) Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à Partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

Pression d'évaporation (l'isobare qui passe par la T° d'évaporation).

Pression de condensation (l'isobare qui passe par la T° de condensation).

- **Le taux de compression:**

Le taux de compression reprend le rapport de la pression de condensation à la pression D'évaporation. C'est en fonction du taux de compression qu'on déterminé le type de la compression mécanique (mono- étage ou bi-étagée).

$$\boldsymbol{\tau comp = Pc/Pev}$$

Si le taux de compression est inferieur a 8 donc notre M.F est mono-étagée

Si le taux de compression est supérieur à 8 donc notre M.F est bi-étagée

Pour le cas d'une machine frigorifique bi-étagée il faut qu'on détermine la pression intermédiaire Pi qui est égale a :

$$\boldsymbol{Pi = (Pev \times Pc)^{1/2}}$$

Pour l'étage basse pression $\tau = Pi/Pev$

Pour l'étage haut pression $\tau = Pc/Pi$

- **Exemple de calcul :**

Chambre 01 : (Ti = 0) et (Te = 37 °c)

- La température de condensation ΔTéch = 4 °C ,ΔTp=8°C

Tc=Te+ ΔTéch+ ΔTp

Tc=37+4+8=49°C

- La température d'évaporation d'évaporation

ϕ=80% donc ΔT =11 °C

$Tev = Ti - \Delta T$

Tev=0 − 11=−11 C°

A partir du diagramme d'enthalpie

On calcule le taux de compression :

$\tau com = Pc/Pev$

τcom=12.85/1.93=6.65

Chambre	***Tev* (°C)**	**Tc (°C)**	***Pev* (bar)**	**Pc (bar)**	***τcomp***	**Nombre d'étage**	**Pin (bar)**
01	-11	49	1.93	12.85	6.65	Mono-étagée	/
02	-29	49	2.11	22.44	10.63	Bi-étagée	6.88
03	-44	49	1.09	22.44	20.58	Bi-étagée	4.94
SAS	-4	49	2.53	12.85	5.07	Mono-étagée	/

Tableau: n3.5. Les paramètres de fonctionnement de l'installation

6. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres :

6.1. Composants principaux :

Pour réaliser un circuit frigorifique, il faut au moins cinq composants :

❖ un fluide frigorigène dont on provoque les changements d'état pour qu'il prenne ou Cède principalement sa chaleur latente à l'endroit voulu ;

❖ Un compresseur, dont le rôle est de fournir l'énergie mécanique au fluide frigorigène Pour lui permettre d'évoluer ;

❖ Un condenseur où le fluide frigorigène se condense et cède l'énergie au milieu que l'on Veut chauffer ;

❖ un réducteur de pression, souvent improprement appelé détendeur, qui permet D'abaisser le point d'ébullition du fluide frigorigène.

❖ Un évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore en prenant l'énergie nécessaire au Milieu que l'on veut refroidir. Après être passé dans l'évaporateur, le fluide frigorigène Revient au compresseur et le cycle frigorifique recommence

6.2. La machines à compression mécanique mono étagée [7]:

Elle se compose principalement de quatre éléments essentiels : Un compresseur, un Condenseur, un évaporateur, un détendeur. le schéma suivant présente la disposition de ces Éléments dans l'installation:

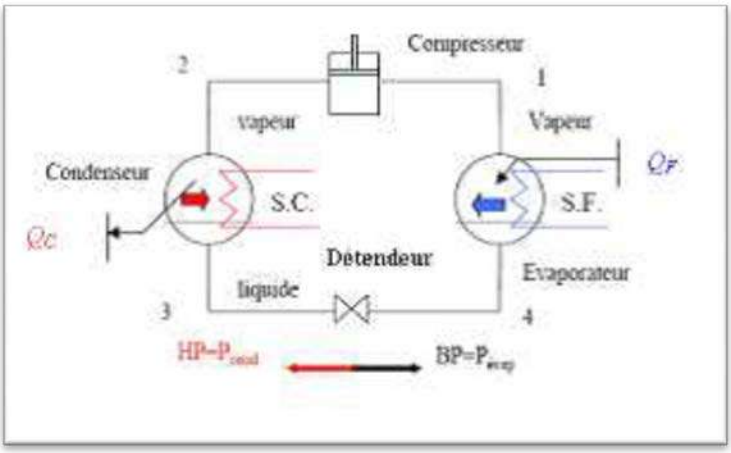


Figure :n 3.2. Machines à compression mécanique mono étagée

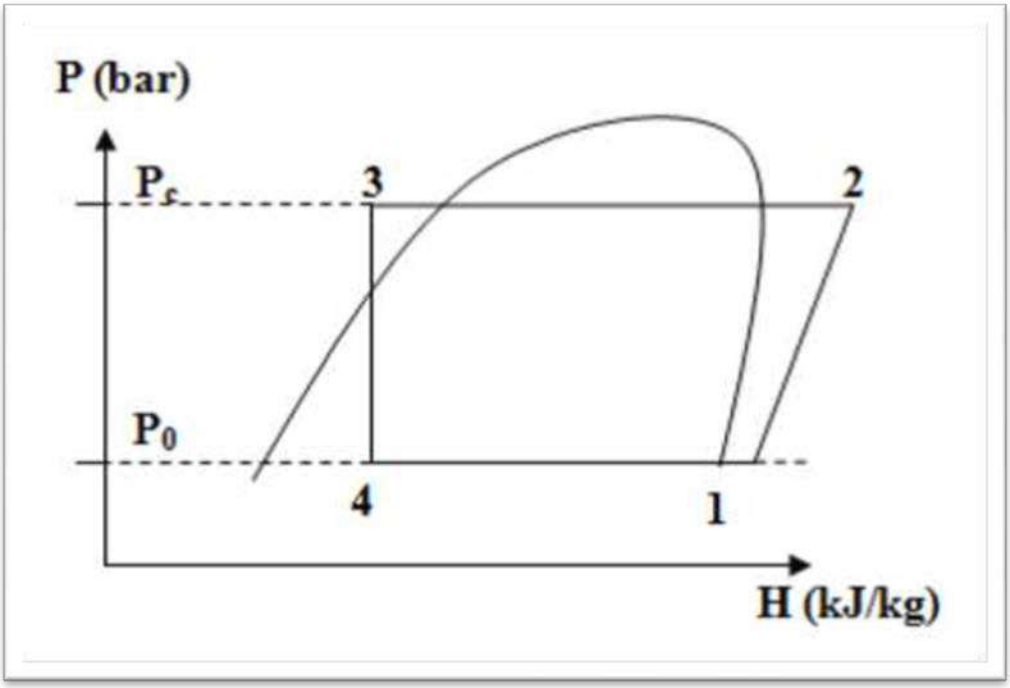


Figure :n 3.3. Cycle frigorifique à CM mono-étagée

Cycle frigorifique à CM mono-étagée:

Les transformations :

- **1 à 2** : compression isentropique des vapeurs du FF de P0 à PC.
- **2 à 3** : désurchauffe des vapeurs de 2 a 2', puis une condensation sous la pression PC

Puis un sous refroidissement assuré par le condenseur.

- **3 à 4** : détente adiabatique qui s'effectue de PC à P0.
- **4 à 1** : vaporisation du FF sous la pression P0 (production du froid).

6.3. La machines à compression mécanique bi étagée:

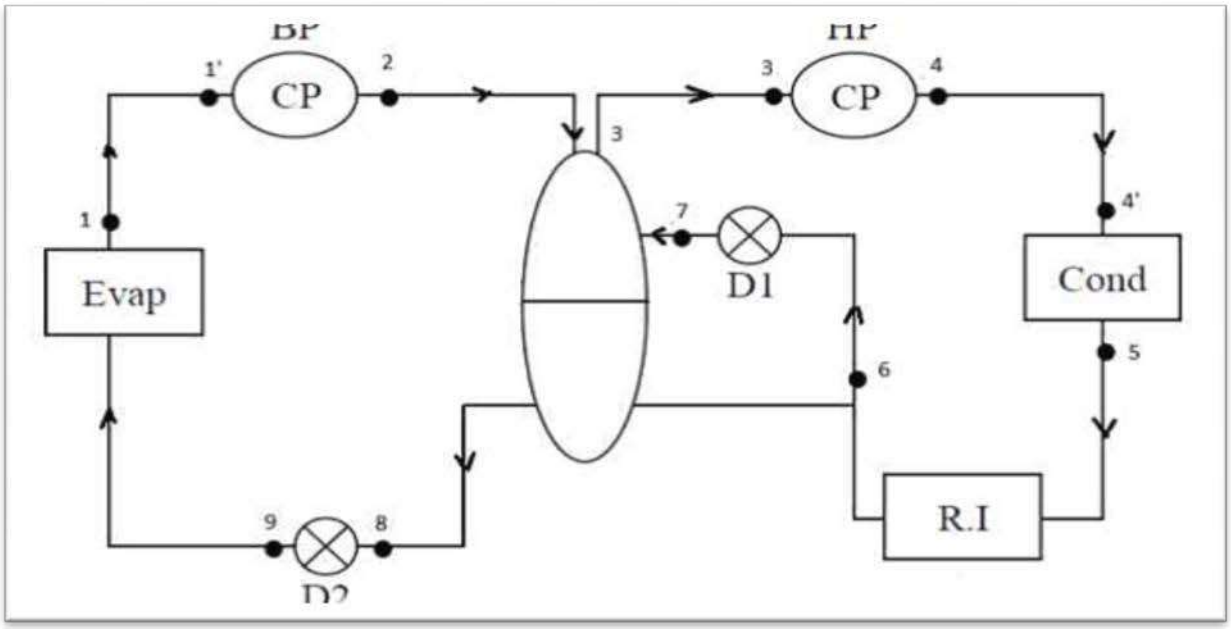


Figure : n 3.4.Machine frigorifique à CM bi-étagée à injection partielle.

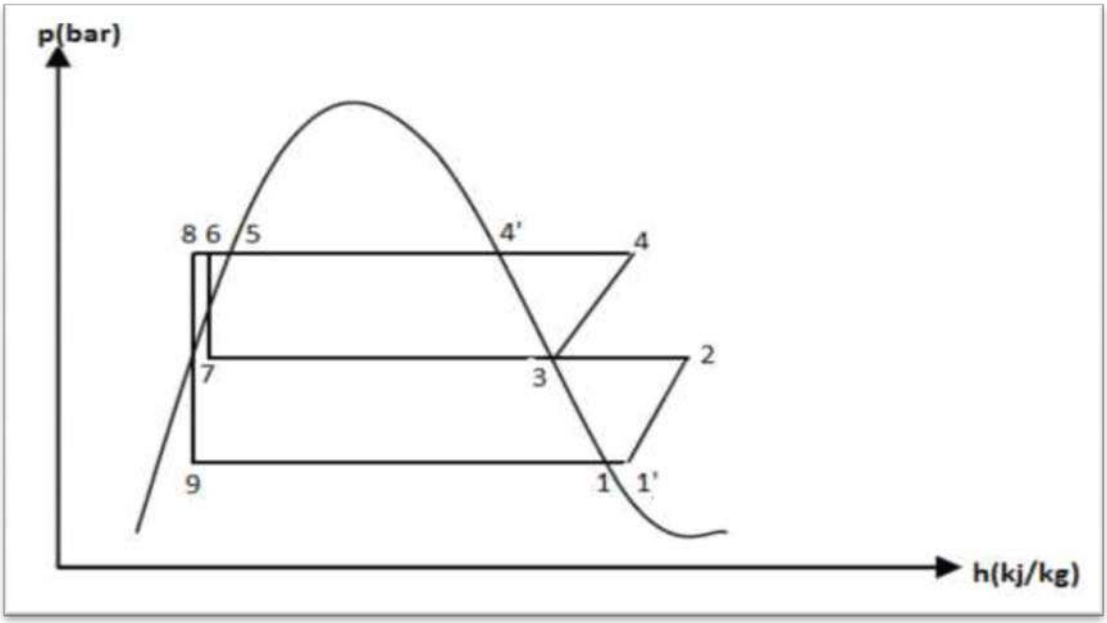


Figure : n 3.5.Cycle frigorifique à CM bi-étagée à injection partielle.

Le circuit du fonctionnement frigorigène est le suivant :

Le fluide aspiré dans l'état 1' est comprimé dans l'étage basse pression jusqu'à la pression Intermédiaire, il pénètre dans l'état 2 dans la bouteille intermédiaire ou il se désurchauffe Jusqu'a la température T3 à laquelle il est admis à l'étage haute pression (état 4) pour être Admis au condenseur ou il se condense (état 5) et éventuellement se sous-refroidi (état 6).

Le liquide formé passe dans un serpentin disposé en partie basse de la bouteille intermédiaire, Une partie de ce liquide est dérivée vers le détendeur D1 et injectée dans la bouteille Intermédiaire ou, par vaporisation, il désurchauffe les vapeurs comprimées provenant de L'étage basse pression et sous-refroidi le liquide acheminé dans l'état 8 vers le détendeur D2 Qui alimente l'évaporateur en fluide détendu à l'état 9.

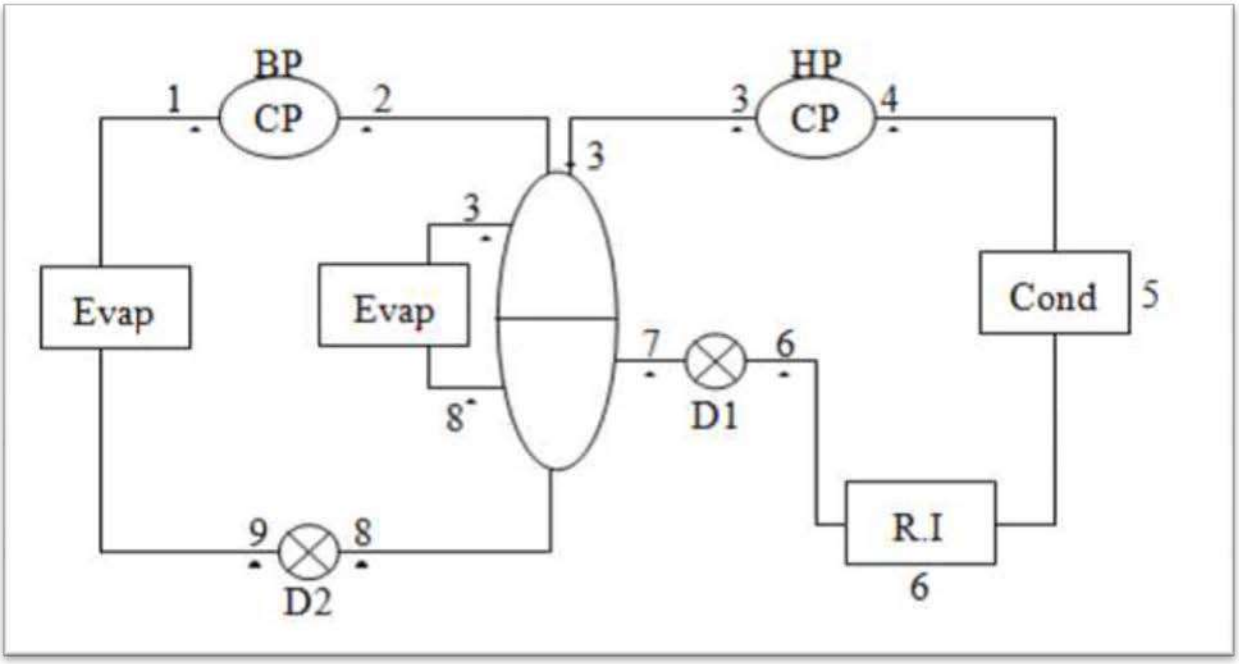


Figure : 3.6. Machine frigorifique à CM bi-étagée à injection totale

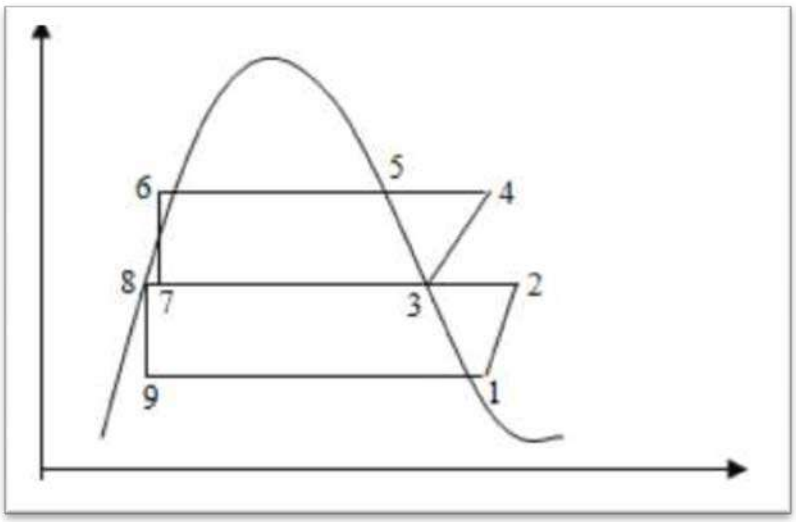


Figure : n 3.7. Cycle frigorifique à CM bi-étagée à injection totale

Le cycle suivi par le fluide est le suivant :

Aspiré dans l'état 1 à l'étage basse pression le fluide, après été comprimé (état 2) et Désurchauffé (état 3) Est admis à l'étage haute pression et comprimé (état 4). Il est condensé (État5) et sous refroidi (état 6) avant d'être détendu en totalité (état 7) dans la bouteille Intermédiaire. De cette bouteille il est acheminé d'une part par gravité (ou par pompe) aux Évaporateurs de l'étage haute pression d'ou il est respiré (état 3); et d'autre part l'état 8, aux

Détendeurs D2 qui alimente par injection directe ou par l'intermédiaire d'un séparateur de Liquide, les évaporateurs de l'étage basse pression (état 9); les vapeurs produites étant aspirés Par l'étage basse pression dans l'état 1.

Il y a donc production du froid simultanée aux étages haute et basse pression et là Pression intermédiaire dépend alors de la température a laquelle la production frigorifique Des évaporateurs haute pression doit être assurée.

7.Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée :

Selon les paramètres qu'on a déterminés à partir du diagramme enthalpie on peut calculer les débits massiques et volumiques et les différentes puissances des composants De chaque installation. D'abord on commence par le calcul du bilan frigorifique de l'installation mono étagée:

- **Le débit massique du fluide frigorigène** : est le rapport de la puissance

Effective de l'évaporateur par la puissance frigorifique massique.

$$\boldsymbol{Qm = Q_0 \,/\, (H1 - H7)\ kg/s}$$

Qm : débit massique du fluide frigorigène.

Q_0 : puissance effective de l'évaporateur.

H1 : l'enthalpie au point 1.

H7 : l'enthalpie au point 7.

- **Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur**

est le produit entre le débit massique et le volume spécifique.

$$\boldsymbol{Qv = Qm \times V1\ m^3/kg}$$

Qv : débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur.

V1 : volume spécifique au p1

- **La puissance théorique consommée par le compresseur :**

Est le produit entre le débit massique et la variation enthalpie de l'aspiration et le Refoulement du compresseur.

$$\boldsymbol{Pth = Qm \times (H3 - H2)\ kW}$$

Pth : Puissance théorique consommée par le compresseur.

H2 : l'enthalpie au point 2.

H3: l'enthalpie au point3.

- **La quantité de chaleur dégagée par le condenseur:**

Cette quantité de Chaleur est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Qc = Qm \times (H3 - H5)\ kW}$$

Qc : Quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H5 : l'enthalpie au point 5.

- **Le coefficient de performance :** est le rapport de la puissance effective de

L'évaporateur par la puissance théorique consommée par le compresseur.

$$COP = Q_0 / Pth$$

- **Vérification du bilan frigorifique de l'installation:** Après le calcul du

Bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante : La somme de la

Puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du

Compresseur égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_0 + Pth = Qc \quad kW$$

Fluide frigorigène : R 134a

Echauffement de fluide dans la ligne d'aspiration : 7°c

Sous refroidissement : 5°c

Le tracé du cycle frigorifique est représenté sur le diagramme:

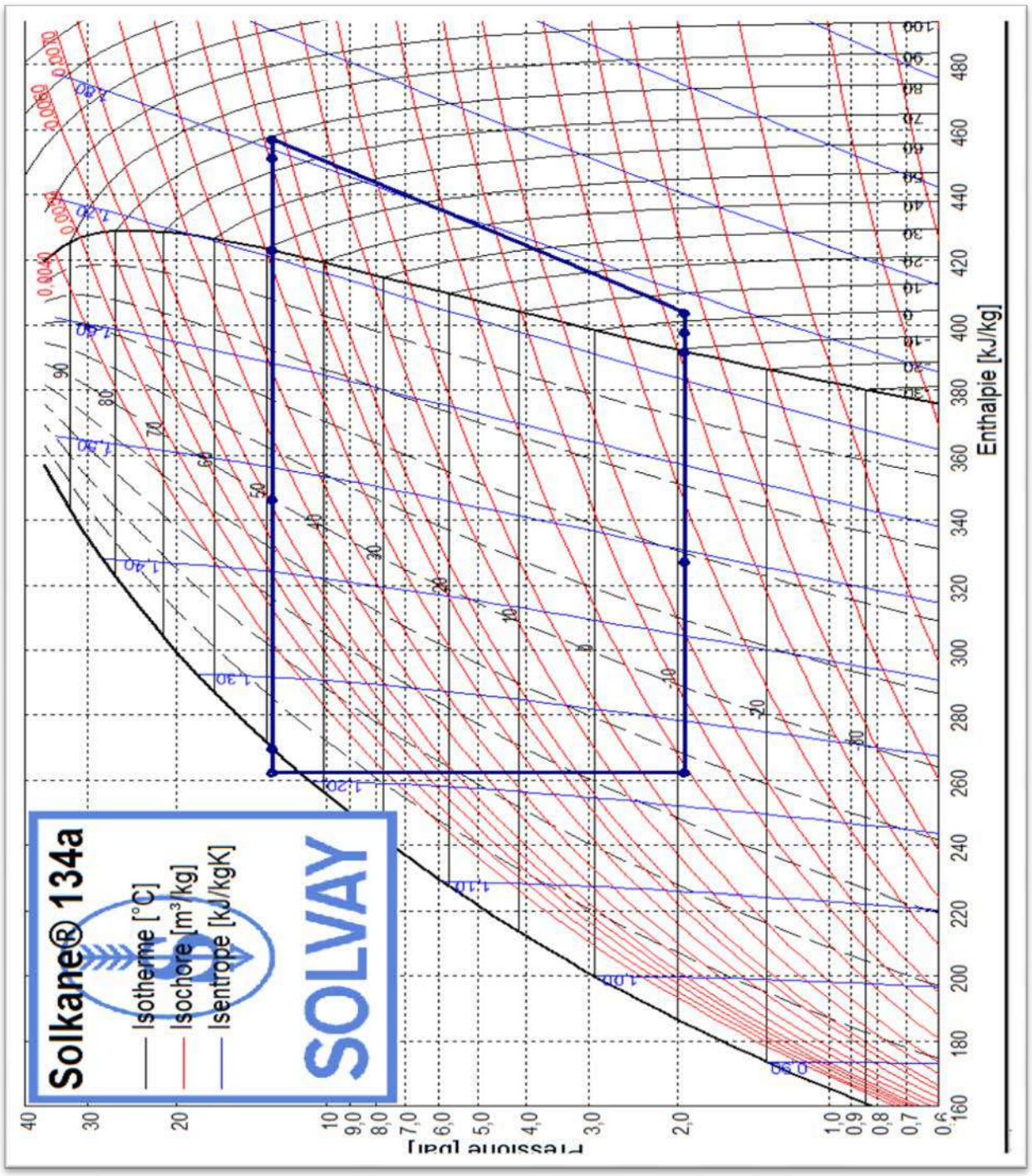


Figure :n 3.8. : Cycle frigorifique mono étagée pour la chambre (1)

Le tableau suivant nous donne les différentes caractéristiques
Thermodynamiques du cycle fonctionnant en R134a ; sont tiré par la figure
Précédente :

Point	**Etat du fluide frigorigène**	**Température (°c)**	**Pression (bar)**	**Enthalpie $(kj/kg.)$**	**Volume spécifique (m^3/kg)**	**Titre de vapeur**
1	Vapeur saturée	-11	1.93	391.98	0.103	/
2	Vapeur surchauffée	-11	1.93	403.36	0.111	/
3	Vapeur surchauffée	78.91	12.85	456.93	0.018	/
4	Vapeur saturée	49	12.85	423.01	0.015	/
5	Liquide saturé	49	12.85	269.98	0.0009	/
6	Liquide Sous refroidi	44	12.85	262.40	0.00089	/
7	Liquide +vapeur	-11	1.93	262.40	0.039	/

Tableau : n3.6. Évolution du fluide frigorigène R134 a dans le circuit frigorifique mono étagé.

Chambre	**Q_0 (kW)**	**Qm (Kg/s)**	**Qv m3/Kg**	**Pth (kW)**	**Qc (kW)**	**Q_0+Pth (kW)**	**COP**
01	15.828	0.128	0.013	6.856	23.929	22.684	2.308

Tableau : n3.7 . Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée**.**

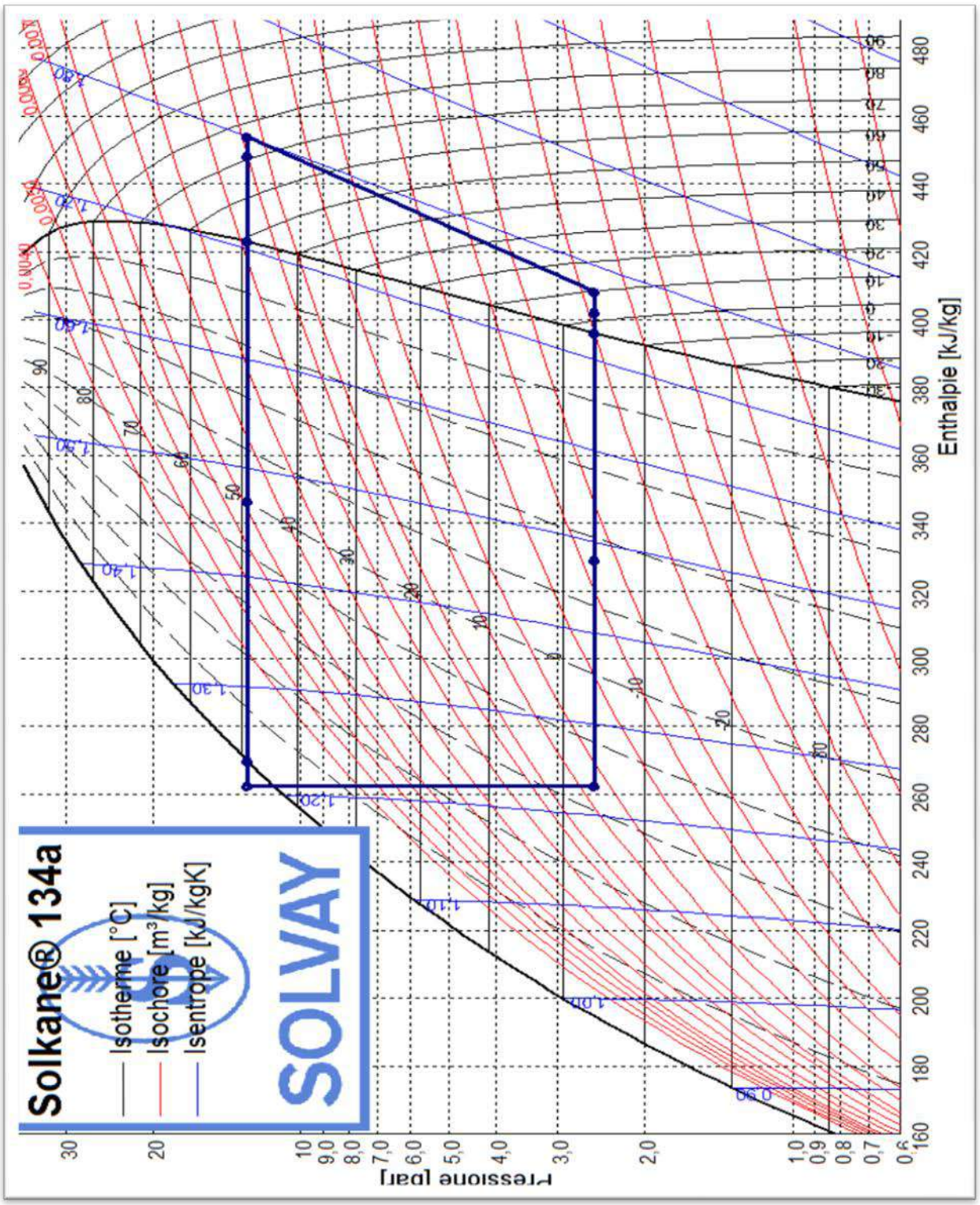


Figure :n3.9. : Cycle frigorifique mono étagée pour la (SAS)

Point	Etat du fluide frigorigène	Température (°c)	Pression (bar)	Enthalpie $(kj/kg.)$	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
1	Vapeur saturée	-4	2.53	396.15	0.079	/
2	Vapeur surchauffée	10	2.53	408.30	0.085	/
3	Vapeur surchauffée	76.12	12.85	453.87	0.018	/
4	Vapeur saturée	49	12.85	423.01	0.015	/
5	Liquide saturé	49	12.85	269.98	0.0093	/
6	Liquide Sous refroidi	44	12.85	262.40	0.008	/
7	Liquide +vapeur	-4	2.53	262.40	0.027	/

Tableau : n3.8. Évolution du fluide frigorigène R134 a dans le circuit frigorifique mono étagé (sas)

Chambre	Q_0 (kW)	Qm (Kg/s)	Qv m3/Kg	Pth (kW)	Qc (kW)	Q_0+Pth (kW)	COP
SAS	17.257	0.129	0.010	5.878	23.721	23.135	2.935

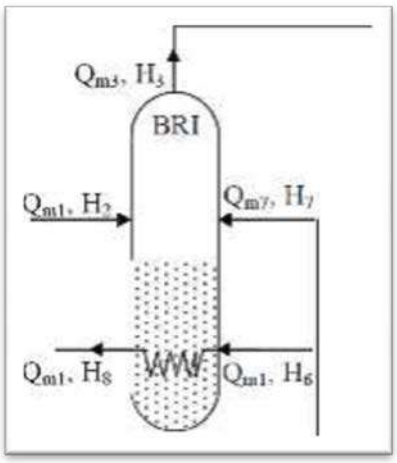
Tableau : n3.9 .Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée(sas)

8. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée :

Dans ce type d'installation (bi étagée) on a trois débits différents un pour l'étage basse Pression et le deuxième pour l'étage haute pression et le troisième pour l'étage intermédiaire. Pour effectuer le calcul du bilan frigorifique il faut d'abord déterminer les débits massiques de L'installation. Donc on doit faire un bilan massique de la bouteille de refroidissement Intermédiaire.

8.1. Le bilan massique de la BRI :

Pour effectuer ce calcul on établit le bilan massique de telle façon que la Somme des débits entrants égale à celle des débits sortants.



Qm1 + Qm7 = Qm3 kg/s

Qm1 × H8 + Qm3 × H3 = Qm1 × H2 + Qm1 × H6 + Qm7 × H7

Qm1 × H8 + Qm3 × H3 = Qm1 × H2 + Qm1 × H6 + H7 × (Qm3 – Qm1)

Qm1 × (H8 + H7 – H2 – H6) = Qm3 × (H7 – H3)

Qm3 = Qm1 [(H2 – H8) / (H3 – H7)] kg/s

- **L'étage bas pression :**

❖ **Le débit massique du fluide frigorigène :**

Il est calculé par la relation suivante :

Qm1 = Q0 / (H1' – H9) kg/s

❖ **Le débit volumique du fluide frigorigène :**

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur bas Pression est calculée par la relation suivante :

Qv1 = Qm1 × V1' m^3/kg

❖ **La puissance théorique consommée par le compresseur bas Pression :**

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

Pth1 = Qm1 × (H2 –H1') kW

- **L'étage haut pression :**

❖ **Le débit massique du fluide frigorigène :**

Il est calculé par la relation suivante :

Qm3 = Qm1 [(H2 – H8) / (H3 – H7)] kg/s

❖ **Le débit volumique du fluide frigorigène :**

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur haut

Pression est calculée par la relation suivante :

Qv2 = Qm3 × V3m^3/kg

❖ **La puissance théorique consommée par la compresseur haute Pression :**

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

Pth2 = Qm3 × (H4 –H3) kW

❖ **La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :**

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

Qc = Qm3 × (H4 –H6) kW

❖ **Le coefficient de performance (COP):**

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de L'évaporateur par la

Puissance théorique consommée par les deux Compresseurs.

COP = Q0 / (Pth1 + Pth2) kW

- **Vérification du bilan frigorifique de l'installation :**

Après le calcul du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante :

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance

Théorique du compresseur basse et haute pression égale la quantité de

Chaleur dégagée par le condenseur.

Q0 + Pth1 + Pth2 = Qc kW **[8]**

Pour la **Chambre négative** (02) (-20 C°)

Fluide frigorigène : R404A

Echauffement de fluide dans la ligne d'aspiration : 7c

Sous refroidissement : 5°c

Le tracé du cycle frigorifique est représenté sur le diagramme.

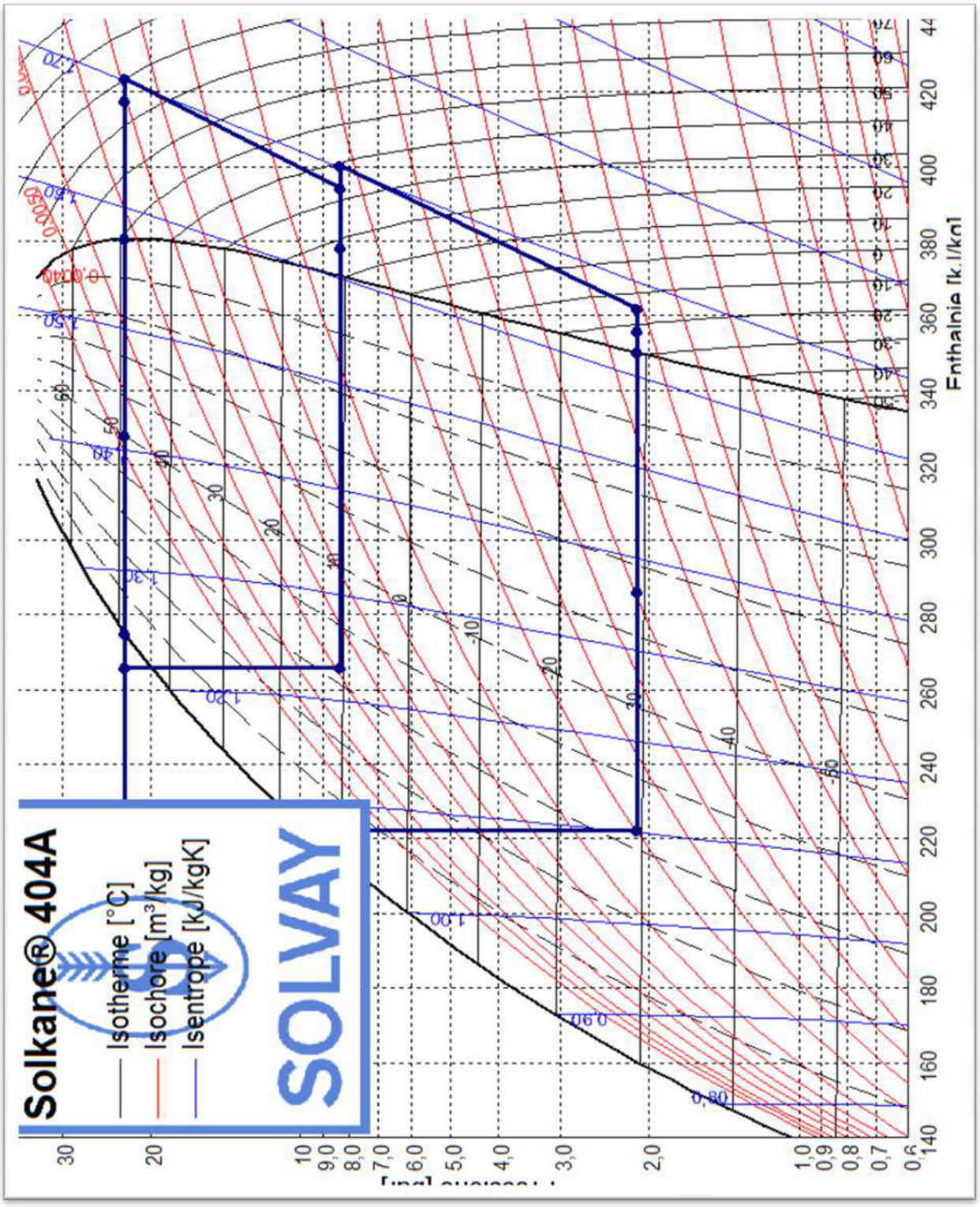


Figure :n 3.10 Cycle frigorifique bi étagés pour la chambre (2)

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques Thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation Frigorifique à compression mécanique bi étagée pour la chambre 02 Sont tirées par la figure précédente

Point	**Etat du fluide frigorigène**	**Température (°c)**	**Pression (bar)**	**Enthalpie (kj/kg)**	**Volume spécifique (m^3/kg)**	**Titre de vapeur**
1	Vapeur Saturée	-29	2.11	350.18	0.091	/
1'	Vapeur Surchauffée	-15	2.11	361.96	0.098	/
2	Vapeur Surchauffée	39.27	8.32	400.29	0.027	/
3	Vapeur Saturée	33.16	8.32	394.06	0.027	/
4	Vapeur Saturée	80.03	22.44	423.70	0.010	/
4'	Vapeur Saturée	49	22.44	380.69	0.007	/
5	Liquide Saturée	48.71	22.44	274.95	0.001	/
6	Liquide sous-refroidie	43.71	22.44	266.02	0.001	/
7	Liquide +vapeur	10.35	8.38	266.02	0.008	0.329
8	Liquide sous-refroidie	15.35	22.44	222.10	0.0009	/
9	Liquide +vapeur	-29.44	2.11	222.10	0.006	/

Tableau n : 3.10. L'évolution du fluide frigorigène R404dans le circuit frigorifique

Chambre	Q0 (kW)	Qm1 (Kg/s)	Qm3 (Kg/s)	Qv1 (m^3/Kg)	Qv2 (m^3/Kg)	Pth1 (kW)	Pth2 (kW)	Qc (kW)	Q0+Pth1+ Pth2(kW)	COP
02	24.281	0.173	0.240	0.016	0.006	6.631	7.113	38.00	38.025	3.303

Tableau n : 3.11. Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagé

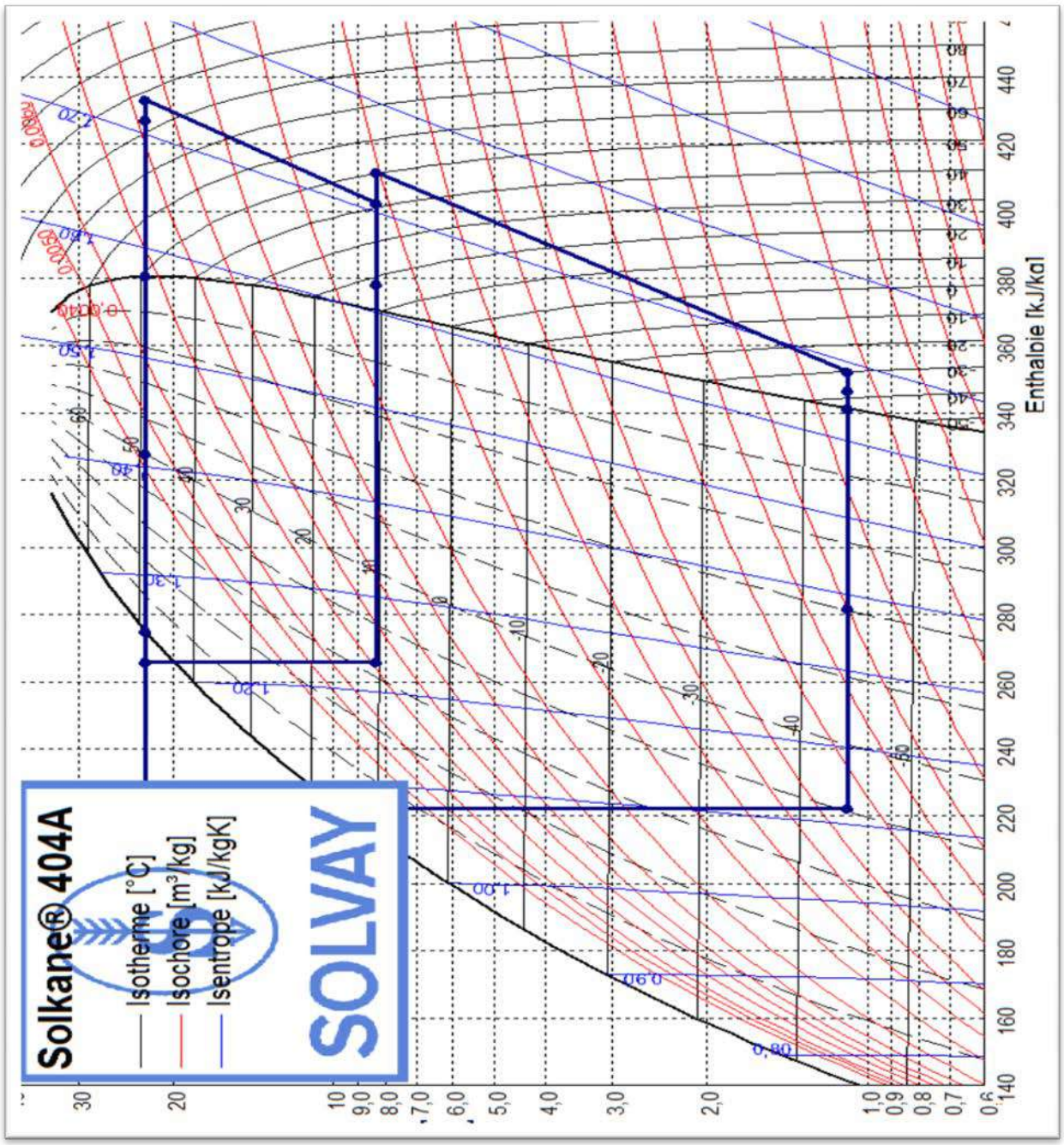


Figure : n 3.11. Figure : Cycle frigorifique bi étagée pour la chambre (03)

Point	**Etat du fluide frigorigène**	**Température (°c)**	**Pression (bar)**	**Enthalpie (kj/kg)**	**Volume spécifique (m^3/kg)**	**Titre de vapeur**
1	Vapeur saturée	-44.00	1.09	341.38	0.170	/
1'	Vapeur surchauffée	-37.00	1.09	346.84	0.117	/
2	Vapeur surchauffée	41.25	8.32	402.31	0.028	/
3	Vapeur saturée	35.40	8.32	396.36	0.027	/
4	Vapeur saturée	87.99	22.44	433.38	0.010	/
4'	Vapeur saturée	49.00	22.44	380.63	0.007	/
5	Liquide saturée	48.71	22.44	274.95	0.001	/
6	Liquide sous-refroidie	43.71	22.44	266.02	0.001	/
7	Liquide +vapeur	10.35	8.32	266.02	0.008	
8	Liquide sous-refroidie	15.35	22.44	222.10	0.0009	/
9	Liquide +vapeur	-44.44	1.09	222.10	0.069	/

Tableau n : 3.12. L'évolution du fluide frigorigène R404dans le circuit frigorifique

Chambre	Q0 (kW)	Qm1 (Kg/s)	Qm3 (Kg/s)	Qv1 (m^3/Kg)	Qv2 (m^3/Kg)	Pth1 (kW)	Pth2 (kW)	Qc (kW)	Q0+Pth1+ Pth2(kW)	COP
03	27.489	0.220	0.304	0.025	0.008	12.203	8.144	50.877	48.136	1.351

Tableau n : 3.13. Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagé

1. Introduction.

Ce chapitre a pour but l'étude technologique des différents éléments constitutifs d'une Installation frigorifique. Il semble logique, avant de commence cette étude, d'opérer une classification par groupe des appareils principaux que l'on trouvera sur tous les installions frigorifiques classique a compassion mécanique. Que le soient simples ou complexes ces éléments principaux sont :

- Le Compresseur.
- Le Condenseur.
- L'évaporateur

2. Le compresseur

- **Principe de fonctionnement du Compresseur :**

Le compresseur est l'élément du système qui réalise la mise sous pression du fluide frigorigène, nécessaire à la condensation à la température externe du réfrigérant. C'est le principale consommateur en énergie de l'installation, de sa performance dépend donc en partie l'efficacité énergétique de l'installation. Le rôle d'un compresseur dans une installation frigorifique à compression mécanique est d'aspirer les vapeurs produites par la vaporisation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à une pression faible et la refouler à haute pression dans le condenseur afin de permettre sa condensation à haute température. Plusieurs technologies de compresseur existent. La façon dont le (FF) est comprimé permet de classer les compresseurs en deux catégories :

- Compresseurs volumétriques.
- Compresseurs centrifuges.

Pour le cas de notre installation on utilise des compresseurs alternatifs à pistons qui réalisent un mouvement alternatif de va et vient et grâce à la soupape d'aspiration et de refoulement, le principe caractéristique de ces compresseurs et leur volume géométrique balayé.

3.Le condenseur:

Le condenseur d'une machine frigorifique est un échangeur de chaleur dont son but est d'assurer le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu ambiant extérieur, soit par l'air ou par l'eau, ou bien par une combinaison des deux (air et eau).

La chaleur rejetée peut comprendre la chaleur sensible de la vapeur surchauffée, la chaleur latente de condensation et la chaleur sensible du refroidissement de liquide.

- **Classification :**

En générale les condenseurs sont en air ou en eau. Ils sont différenciés selon trois types :

➢ **Condenseur à refroidissement par air :**

Ils sont refroidis directement par circulation naturelle ou forcée d'air.

➢ **Condenseur à refroidissement par eau :**

Ils sont refroidis directement par circulation de l'eau.

➢ **Condenseur évaporait :**

Ils sont refroidis directement par circulation d'air et pulvérisation d'eau.

Dans notre installation on à utiliser les condenseurs a air à ailettes.

Le choix de l'air comme un agent frigoporteur a certains avantages :

- ✓ Le coût de l'utilisation de l'air est moins que celle de l'eau.
- ✓ Eviter le problème de givre en hiver.

Opération d'entretien et détartrage plus réduites

- **le condenseur à air (à ailettes):**

Ce type de condenseur est équipé d'une batterie ailette compacte, à haute performance, composée de tubes rainurés en cuivre et ailettes en aluminium profilées, l'écartement d'ailettes $Cail$, l'épaisseur d'ailettes δail . La distance entre deux tubes au sens horizontal appelée pas transversal (a). Et au sens vertical appelé pas longitudinal (b).

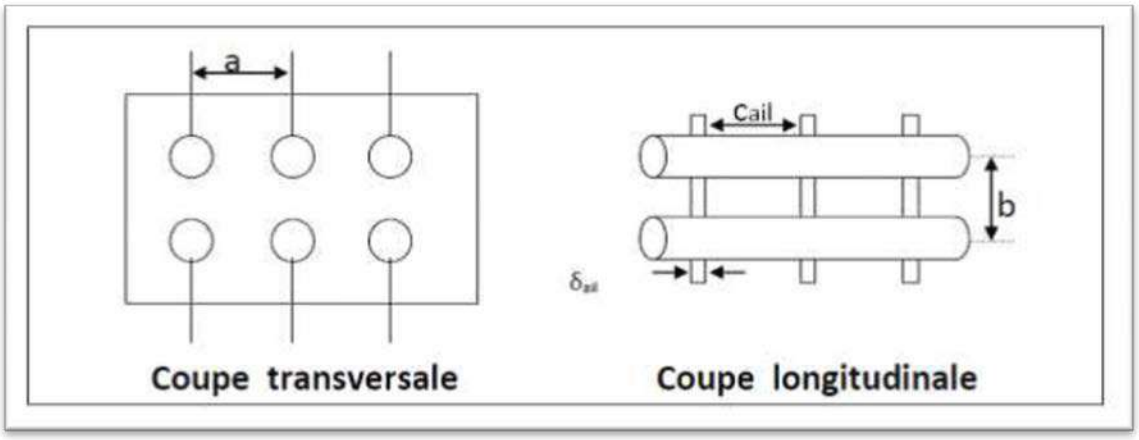


Figure : n.4.1 coupe transversale et longitudinale d'un condenseur a air.

- **Choix de groupe de condensation:**



Figure : n.4.2: groupe de condensation

le choix de groupe de condensation de notre installation a été fait à partir de logiciel ***Copeland Sélection software7***.

Le tableau suivant indique le type de groupe de condensation de chaque installation.

chambre	Modèle de groupe de condensation	Puissance frigorifique de compresseur KW	Puissance absorbé KW	COP	Compresseur intensité 230V,A	Débit masse(g/s)	Poids net(kg)
01	B8-KL-15X	1.82	1.17	1.87	6.08	13.60	67.5
02	B8-KL-15X	1.33	1.32	1.01	6.68	12.90	67.5
	B8-KL-15X	1.33	1.32	1.01	6.68	12.90	67.5
03	B8-KL-15X	0.57	0.87	0.65	5.38	5.00	67.5
SAS	B8-KL-15X	0.57	0.87	0.65	5.38	5.00	67.5
	B8-KL-15X	2.41	1.35	1.78	6.60	18.70	67.5

Tableau n 4.1: Les caractéristiques de choix de groupe de condensation .

4. l'évaporateur :

L'évaporateur est source de production du froid, but final et principal de l'installation. Il est logique d'apporter a son étude et à sa conception tous les soins possibles afin qu'il remplisse parfaitement son rôle, les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage de flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu a l'intérieur de l'évaporateur.

- **Rôle de l'évaporateur :**

L'évaporateur doit assurer le passage du flux calorifique prévenant du milieu à refroidir au Fluide frigorigène, celui-ci absorbant ce flux à température constante par libération de sa chaleur latente de vaporisation.

- **Fonctionnement de l'évaporateur:**

Le fluide frigorigène pénètre dans l'évaporateur en état liquide et se transforme en vapeur avec une température d'évaporation de -15°C a -40°C.

Un système de ventilation est généralement apporté pour diffuser l'air dans toute la chambre froide qui permet un meilleur échange avec l'air ambiant et l'évaporateur.

L'évaporateur peut être statique sans ventilation généralement utilisé dans un réfrigérateur ménager. Il nécessite un dégivrage périodique pour assurer un bon fonctionnement, pour réduire la période de dégivrage on utilise des résistances. Il est relié à une évacuation d'eau pour les condensats, pour une chambre froide négative il faut prévoir un fils chaud pour éviter la prise en glace des eaux de condensat

- **Classification :**

Il existe différents types d'évaporateurs que l'on peut classer de la façon suivante :

- **D'après le milieu à refroidir :** eau, air, produits divers, …etc.
- **D'après le type de refroidissement :** refroidissement de liquides, d'ambiance, Production de glace.
- **D'après le type d'appareil :** évaporateur serpentin, à double tube, multitubulaire,…etc.

- **D'après le mode de refroidissement :** évaporateur à détente sèche ou évaporateur à détente noyé. Dans notre cas, on choisit les évaporateurs de refroidissement d'air a détente directe (détente sèche).

- **Evaporateur de refroidissement d'air a détente directe :**

Ces évaporateurs sont constitués par un faisceau ailette en tube cuivre et ailettes en Aluminium. Ce faisceau est réalise a l'aide d'un tube serpentin permettant au fluide frigorigène de circuler avec une vitesse suffisante pour assurer le retour de l'huile entraînée au compresseur. Il existe deux types principaux, les évaporateurs muraux et les évaporateurs plafonniers. L'air de la chambre est aspiré par les ventilateurs la partie base de l'évaporateur pour les appareils muraux, ou a l'arrière pour les plafonniers et est refoulé horizontalement au ras du plafond de la chambre froide, comme dans les chambres froides il n'y a pas de gaine de distribution et de Respire d'air a la fois pour des raisons d'hygiène et d'économie il est essentiel de respecter le volume libre sous le plafond pour permettre une distribution convenable de l'air et de ne pas obtenir les couloirs de reprise d'air. Donc le soufflage de l'air en haut balayera toute la longueur de la chambre froide d'ou l'uniformité de la répartition d'air est assurée.

- **Dimensionnement de l'évaporateur :**

L'évaporateur sera bien défini à la connaissance des données géométriques et thermiques des tubes et des ailettes, et les données physico chimiques du fluide frigorigène. On a choisi les évaporateurs à partir du catalogue (FRIGA-BOHN) selon leurs puissances prévisionnelle.

Les caractéristiques des évaporateurs choisis sont montrées au tableau suivant :

chambre	**Type d'évaporateur**	**Puissance des ventilateur $n \times P$ (kW)**	**Puissance des résistance $n \times P$ (kW)**
01	SKB21E	4x0.540	/
02	SKB22L	4x0.540	4x1.4
03	SKB24R	4x0.540	4x1.4
SAS	SKB19C	4x0.540	/

Tableau n 4.2: Les caractéristiques de choix des évaporateurs.

5. Le détendeur :

Les détendeurs thermostatiques régulent le débit de liquide frigorigène des évaporateurs ; l'injection de liquide est contrôlée par la surchauffe du frigorigène.

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération ne garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur corresponde exactement au débit d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

Si la surchauffe réelle est supérieure à la valeur nominale, le détendeur augmente la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur .

Si la surchauffe réelle est inferieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur.

- **principe de fonctionnement de détendeur thermostatique:**

Le détendeur thermostatique est placé en amont de l'évaporateur et son bulb est fixé sur la conduite d'aspiration prés le sortie de l'évaporateur, lorsque le bulbe est chauffé la pression de la vapeur à l'intérieur du bulbe augmente, cette augmentation est transmise par le bulbe capillaire vers la chambre placé au-dessous du diaphragme .ce dernier est à force de pression est déplacé vers le bas dans le sens opposé à la tension du ressort. Ainsi le pointeau de siège du clapet est déplacé ouvrant le détendeur.

Quand le bulbe est refroidi, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense et réduisant la pression, la diaphragme est repoussé vers la position d'origine vers le ressort et le pointeau est déplacé en direction du siège du clapet, fermant ainsi le détendeur .La plupart des détendeurs sont soumis d'un système de réglage de la tension du ressort et par conséquent de la quantité de chaleur nécessaire au bulb pour ouvrir le détendeur, ce réglage est appelé « réglage de surchauffe »

Il existe deux types du détendeur thermostatique :

- ✓ à égalisation interne de pression.
- ✓ à égalisation externe de pression

- **Dimensionnement du détendeur thermostatique :**

Pour sélectionner comme il convient un détendeur thermostatique pour un système Frigorifique, les conditions de conception suivantes doivent être connues :

- ❖ La puissance nominale du détendeur thermostatique en Kw
- ❖ La puissance d'évaporateur en kw
- ❖ Le facteur de correction de la pression KΔP

- Le facteur de correction de la température (dépend la température de liquide en amont du détendeur) Kt

$Qn = Q_0 \times K\Delta P \times Kt$ kw

Kt: est déterminé selon la température du condensation et la température d'évaporation (tableau, catalogue)

KΔP: est déterminé à partir du tableau du catalogue selon ΔP

ΔP: la chute de pression dans ligne liquide (bar)

- **Exemple de calcule** chambre 01 :

$Q0$ = 17.60 kW

Kt = 1.48

KΔP = 0.75

Qn = 19.54 kW

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le "TCLE550MW"

Chambre	**Fluide**	**Q0 (kW)**	Tev **(°C)**	Kt	**KΔP**	Qn **(kW)**
01	R134a	17.60	-11	1.48	0.75	19.54
02	R404A	24.85	-29	2.85	0.70	49.57
03	R404A	26.56	-44	5.14	0.69	94.19
SAS	R134a	15.87	-4	1.23	0.76	14.84

Tableau n 4.3: Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation

Chambre	**Type Détendeur**	**Mécanisme d'orifice**	**Dimension des raccords**
01	TCLE550MW	X2240-B6B	12x16
02	TJRE14SW	X11873-B5B	22x22
03	TERE27SW	X9117-B8B	22x22
SAS	TCLE350MW	X22440-B5B	12x16

Tableau n 4.4:choix des détendeurs thermostatiques de l'installation

6. Les appareils annexes de l'installation :

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines. Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile
- Réservoir de liquide
- Bouteille de refroidissement
- Filtre déshydraté
- Voyant de liquide
- Clapet de retenue

- **Séparateur d'huile :**



Figure : n.4.3: Séparateur d'huile

Les compresseurs frigorifiques sont lubrifies par de l'huile frigorifique située dans le carter du compresseur. Au refoulement du compresseur, une petite quantité d'huile est entrainée et circule dans l'ensemble du circuit. Un faible taux d'huile en circulation n'affecte pas les performances du système alors qu'un taux important provoque des problèmes sur certains composants du circuit. Un taux important d'huile en circulation réduit l'efficacité du transfert thermique dans les échangeurs évaporateur et condenseur, il pénalise ainsi l'efficacité du système. Le mauvais retour d'huile dans le carter va entraîner une mauvaise lubrification avec parfois rupture mécanique des

pièces du compresseur. Dans les applications basses températures, la viscosité de l'huile devient importante et celle-ci reste piégée dans l'évaporateur ou la ligne d'aspiration.

- **le rôle de séparateur d'huile dans le circuit frigorifique:**

Un séparateur d'huile propre pour le bon fonctionnement de votre chambre froide est nécessaire, son seul et unique rôle est de piéger les impuretés et l'humidité présentes dans le circuit frigorifique. Il est composé de petites billes qui absorbent l'humidité (c'est le filtre du circuit frigorifique). A chaque ouverture du circuit frigorifique il faut remplacer le séparateur d'huile. Pour les grosses installations il faut prévoir le remplacement du séparateur d'huile un mois après la mise en service.

- **Principe de fonctionnement du séparateur d'huile :**

Le flux de gaz refoule par le compresseur entraine avec lui de fines particules d'huile. Ce mélange entre alors dans le séparateur d'huile installer sur la ligne de refoulement, la diminution de la vitesse dans le séparateur permet à l'huile de se séparer du fluide frigorigène. Une première séparation s'effectue au travers d'un tamis a l'entrée du séparateur qui capte les fines particules d'huile, celles-ci forment de plus grosses particules qui tombent au fond. Le gaz réfrigérant passe ensuite au travers d'un second tamis a la sortie du séparateur, les particules d'huile résiduelles s'y déposent. L'huile récupérée dans le fond du séparateur actionne un flotteur qui ouvre un clapet permettant le retour de l'huile jusqu'au compresseur. L'huile retourne rapidement
Au carter du compresseur du fait de la différence de pression entre le séparateur
(à la HP) et le carter du compresseur (à la BP). Dans le séparateur, lorsque le niveau d'huile diminue, le flotteur referme le clapet évitant ainsi au gaz de passer directement dans le carter du compresseur. En sortie du séparateur, le gaz frigorigène va directement au condenseur.

- **Réservoir de liquide :**



Figure : n.4.4: Réservoir de liquide

Le réservoir de liquide reçoit le fluide liquéfié venant du condenseur .ce réservoir en tôle d'acier à des dimensions qui leur permet de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation.

Il est monté en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide, même si le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas.

Il protège l'installation des surpressions.

- **Filtre déshydraté:**

Le but de déshydrater est de maintenir la quantité d'eau contenue dans le fluide en dessous d'une valeur maximale qui dépend de la nature même de ce fluide, du type de compresseur et de la nature du lubrifiant, en générale, les valeurs retenues sont :

R134a 50 *ppm* R22 60 *ppm*

R404A 30 *ppm* R502 30 *ppm*

L'efficacité d'un déshydrater dépend en premier lieu de la nature de produit déshydratant utilise et également de la vitesse avec laquelle le fluide traverse ce produit, aussi, le diamètre de déshydrater est-il toujours relativement grand, ce qui entres autres avantages d'obtenir des pertes de charges faibles. Les matières déshydratantes les plus utilisées sont :

- L'alumine activée.
- Le gel de silice.
- Le crible ou tamis moléculaire.

Il est placé juste avant le détendeur afin de le protéger.

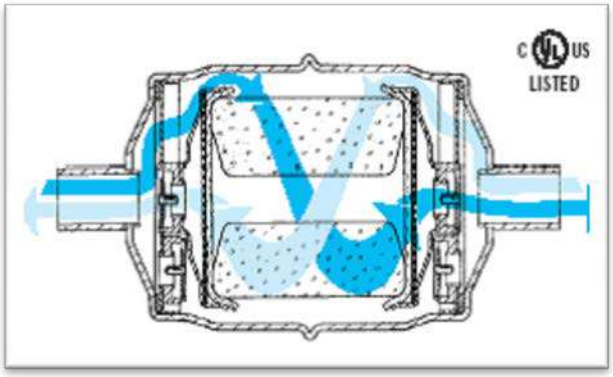


Figure :n. 4.5 Filtre déshydraté

- **Le voyant :**

Ils servent à indiquer l'état physique du fluide frigorigène en circulation dans l'installation ou a contrôler le niveau de liquide dans un réservoir, il comporte une pastille imprégnée d'un sel chimique qui permette de vérifier l'etat de siccité du fluide frigorigène à partir duquel on déduit l'efficacité du déshydrater. (Grâce au changement de couleuvre au niveau de pastille).

Pour le R404A on a :

Vert (fluide sec et qui contint 15 ppm max)

Vivante (le fluide contient 15 à 100 ppm).

Jaune (fluide humide contient 100 ppm min).



Figure: n .4.6 Le voyant

- **Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC :**
- ✓ Complètement hermétique
- ✓ Boîtier inoxydable anticorrosion

- ✓ Elément indicateur en cristal de cobalt pour une plus grande fiabilité et durée de vie
- ✓ Taux d'humidité du fluide facilement détectable
- ✓ Voyant sensible avec 4 couleurs calibrées
- ✓ Très bonne visibilité
- ✓ Léger
- ✓ Compatible avec les fluides R 22, R407C, R 134a, R 404A & R507, R 410A ainsi

  Qu'avec les différentes huiles minérales, synthétiques et esters

- **Le Clapet de retenue :**

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre-courant du flux normal risque de se produire. Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie Intéressée un clapet de retenue.

7. Tuyauterie de l'installation :

La circulation d'un fluide à l'intérieur d'une tuyauterie donne lieu a des pertes de charge dont la valeur dépend d'un certain nombre de facteurs soit au fluide en circulation, vitesse, viscosité, masse volumique, etc. soit de l'enveloppe dans laquelle circule ce fluide : nature du tube, rugosité, changements de section, changements de directions, …etc. Ces pertes de charge, que l'on appelle quelque fois (pertes de charge dynamique) se traduisent par une baisse continue de la pression du fluide en circulation tout au long de son parcours. C'est ainsi que dans les différentes tuyauteries constitutives d'un circuit frigorifique :

- **Tuyauterie de refoulement :**

La tuyauterie de refoulement est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur, c'est-à dire la tuyauterie dans la quelle les vapeurs de fluide frigorigène comprimées sont refoulées vers le condenseur.

- **Tuyauterie de liquide :**

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

- **Tuyauterie d’aspiration :**

La tuyauterie d’aspiration relie l'évaporateur au compresseur dont son rôle est de véhiculer les vapeurs basses pressions produisent vers le compresseur.

- **Rôle de la tuyauterie :**

La tuyauterie a pour but de la liaison entre les différents composants constitutifs de l’installation. Elle doit être précisément dimensionnée afin d’assurer un bon fonctionnement de la machine. Lors du dimensionnement d’une tuyauterie en fluide frigorigène, il faut tenir compte aux :

- Perte de charge
- Vitesse d’écoulement
- Retour d’huile

1. INRTODUCTION :

La régulation est protection du fonctionnement automatique d'une installation frigorifique, elle impose la surveillance de nombreux paramètre, tel que la température (de l'enceinte refroidie, de refoulement de fluide frigorigène ainsi que celle de ça condensation), la pression d'aspiration, de refoulement, de la Lubrification s'il à un pressostat différentiel d'huile, humidité relative des chambre froide ou des locaux conditionnés.

Le rôle des appareillages automatique est de mettre en servie ou hors service

L'installation frigorifique qu'ils règlent ou protège.

2. Les thermostats :

Un thermostat est un organe capable de placer un contact dans une certaine position (rôle D'interrupteur) sous l'effet d'une détection de température. Les thermostats peuvent assurer des fonctions de :

- **Régulation : par exemple** : l'arrêt du compresseur d'une installation lorsque la

Température désirée dans l'enceinte est atteinte

- **Sécurité : par exemple** : l'arrêt de l'alimentation des résistances électriques de dégivrage d'un évaporateur lorsque la température d'évaporation est trop élevée ou l'arrêt du compresseur lorsque la température de refoulement est élevée ».
- **Réglage de thermostat :**

Le réglage de thermostat s'effectue sur deux paramètres par l'intermédiaire de vis déréglage.

- La température de consigne **« $T\ cons$ »**
- La différence de température **« $Diff$ »**

- **Différents types thermostats :**

Il existe plusieurs types de thermostat :

- Thermostat pour ambiances gazeuses.
- Thermostat d'évaporateurs.
- Thermostat ambiance liquide.

3. Les pressostats :

Un pressostat est organe capable de placer un contact dans certaine position (rôle D'interrupteur électrique) sons l'effet d'une détection de pression de FF. Le pressostat est un Organe mécanique qui comprend un tube capillaire et un soufflet. le tube capillaire étant raccordé à un piquage de pris de pression placée sur la tuyauterie.

Il existe plusieurs types de pressostat :

- Les pressostats basse pression « P. BP ».

- Les pressostats haute pression « P. BP ».
- Les pressostats combinés.
- Les pressostats différentiels d'huile

- **Pressostats basse pression « P. BP ».**

Le pressostat basse pression est un organe important du circuit frigorifique, il est utilisé soit en sécurité soit en régulation (pump down).

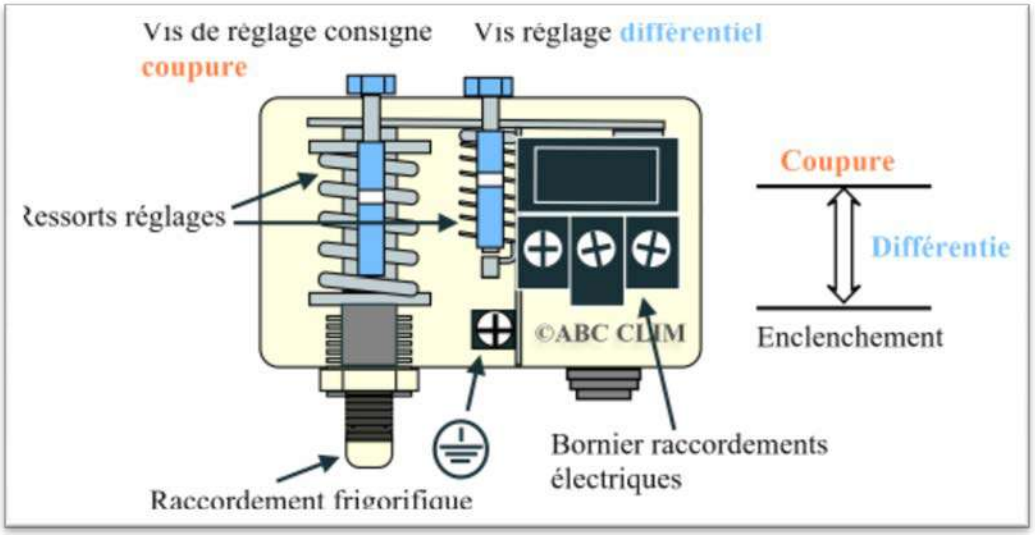


Figure : n.5.1 Pressostats basse pression

- **Le pressostat BP en sécurité :**

Le pressostat BP arrêtera le compresseur si la pression du circuit côté basse pression descend en dessous de la valeur de coupure et protégera de cette façon le circuit frigorifique et plus particulièrement le compresseur.

Ce pressostat permettra de protéger l'installation contre une éventuelle entrée d'air (plus exactement contre l'humidité contenue dans l'air) ou en cas de dysfonctionnement d'un

Organe frigorifique par exemple un détendeur. Quelque soit le type d'utilisation on doit toujours régler le point de coupure de ce pressostat au-dessus de la pression atmosphérique, généralement à 0,2 bar.

On peut prérégler les points de coupure et d'enclenchement avant montage, en utilisant un manomètre et une bouteille d'azote munie d'un détenteur.

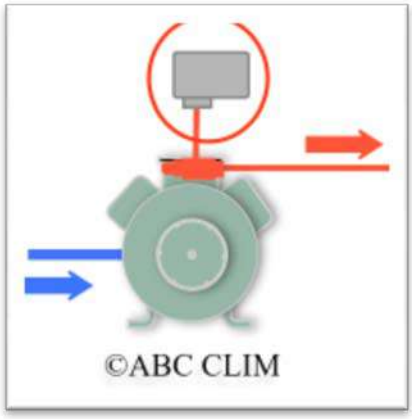


Figure : n.5.2 Positionnement du pressostat BP dans le circuit.

- **Le pressostat BP en régulation :**

Ce type de régulation s'appelle aussi pump down, le principe consiste à arrêter le compresseur via le pressostat BP après que la température désirée, soit atteinte.

La température de consigne étant mesurée par un thermostat mécanique ou électronique.

- **Description du fonctionnement :**

Mise à l'arrêt :

- ✓ La température réglée au thermostat est atteinte.
- ✓ Le thermostat coupe l'alimentation électrique de l'électrovanne située sur la ligne liquide.
- ✓ Le compresseur fonctionne encore, mais la pression descend le fluide n'alimentant plus l'évaporateur.
- ✓ Le pressostat détecte un manque de pression et arrête le compresseur (réglage coupure).

L'enclenchement :

- ✓ La température remonte, arrivé au point de consigne le thermostat enclenche l'électrovanne qui libère le fluide.
- ✓ L'évaporateur est alimenté et le fluide se répand dans l'installation.
- ✓ Le point d'enclenchement du pressostat est atteint
- ✓ Le compresseur est mis en marche

Ce type de fonctionnement garantit un démarrage compresseur plus souple et évite une migration à l'arrêt du fluide vers le compresseur (coup de liquide).

- **Pressostats haute pression « P. HP ».**

Le pressostat haut pression est un organe de sécurité qui permet de protéger l'installation en cas de haute pression trop élevée souvent causée par un encrassement du condenseur ou un

défaut du ventilateur condenseur, mais il est aussi employé pour réguler la pression de condensation d'un condenseur à air.

La réglementation stipule qu'un pressostat HP de sécurité est obligatoire pour les installations à partir de 2,5 kg de fluide frigorigène, au-delà de 100 kg cette norme rend obligatoire l'utilisation d'un double pressostat HP.

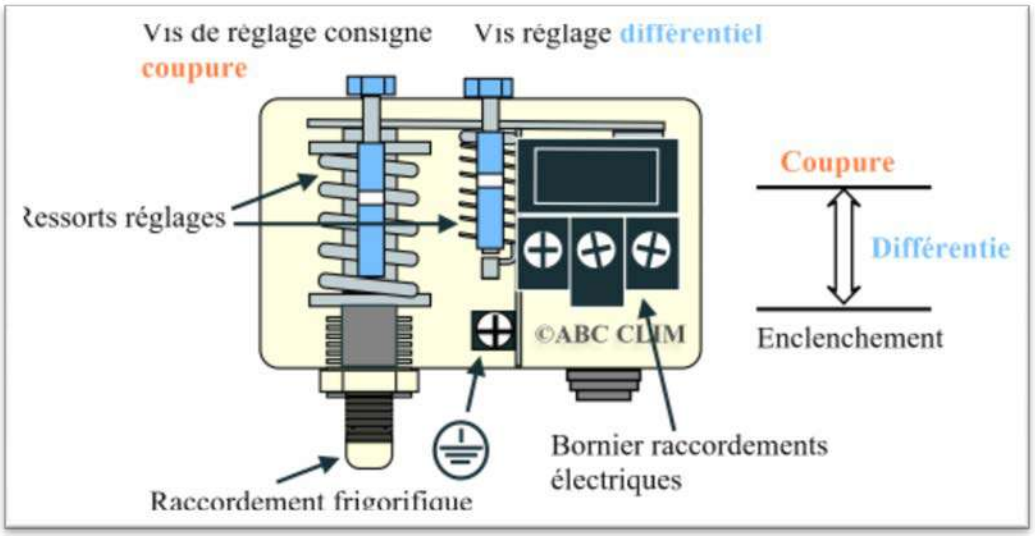


Figure : n.5.3 Pressostats haute pression

- **Pressostat haute pression de sécurité :**

Celui-ci pourra être à réarmement automatique ou réarmement manuel. La plage réglage est comprise entre 8 et 32 bars avec réglage différentiel maximum de 6 bars. La valeur de coupure sera en fonction de la nature du fluide, du type de condenseur, du lieu d'implantation. Faire au préalable un réglage à l'aide d'un manomètre frigoriste et une bouteille d'azote avec son détendeur, vous gagnerez du temps.

- **Pressostats combinés « haute et basse pression » :**

Les deux dispositifs réunis dans le même boitier. Leurs réglages respectifs sont totalement Différents et indépendants. II agissent sur un dispositif de coupure comme, l'un pour la régulation l'autre pour la sécurité. Le système bas pression est raccordé au carter du compresseur, le système haut pression est raccordé sur la tête du cylindre.

- **Pressostats différentiels d'huile « P. DH ».**

Egalement appelés pressostats de sécurité d'huile, ils évitent les dommages liés à une pression Insuffisante de l'huile pour les compresseurs comportant une pompe a huile :

- Il mesure en permanence la différence de pression existant entre la pression du circuit de lubrification et pression a l'aspiration de la pompe, c'est –à- dire la Pression dans la carter.

- Le P.DH arrêt le compresseur au bout d'un certain temps si la différence de pression est inférieure à la valeur privilégie.

4. Différents types régulation :

Il existe plusieurs types de régulation :

- La régulation thermostatique.
- La régulation presso statique.
- La régulation mixte « thermostatique, presso statique »
- La régulation Montreux.
- La régulation par tirage au vide automatique.

5. Choix de régulation :

Régulation par tirage au vide unique

5.1principe de fonctionnement:

On utilisera pour cette régulation en plus des modules du pump-down auto un relais auxiliaire KA1 pour la ligne de tirage au vide. S1 est fermé la température dans l'enceinte Ayant atteint la consigne B3 se ferme et KA1 est alimenté. Ses contacts 13-14 et 23-24 se ferment. La VEM est alimentée et le fluide circule naturellement la BP augmentant B2 se ferme KM1 est alimenté le groupe démarre les contacts KM1 13-14 et 23-24 sont
Fermés nous avons donc mise en marche du ventilateur et auto alimentation du contact KA1 23-24, lorsque la température de consigne est atteinte B3 s'ouvre dés alimente KA1.

La VEM n'étant plus sous tension bloque le passage du fluide. Le compresseur aspire le fluide et vide l'évaporateur ceci étant possible car le contact KM1 23-24 assure l'alimentation de son relais. Lorsque la pression de consigne est atteinte (0,2 b) B2 s'ouvre et dés alimente KM1 le groupe s'arrête même si pour une raison quelconque la BP augmente B2 se ferme, les contacts de KA1 et KM1 étant ouvert le groupe ne pourra redémarrer. Le redémarrage ne sera possible qu'à la fermeture de B3 donc alimentation de KA1.

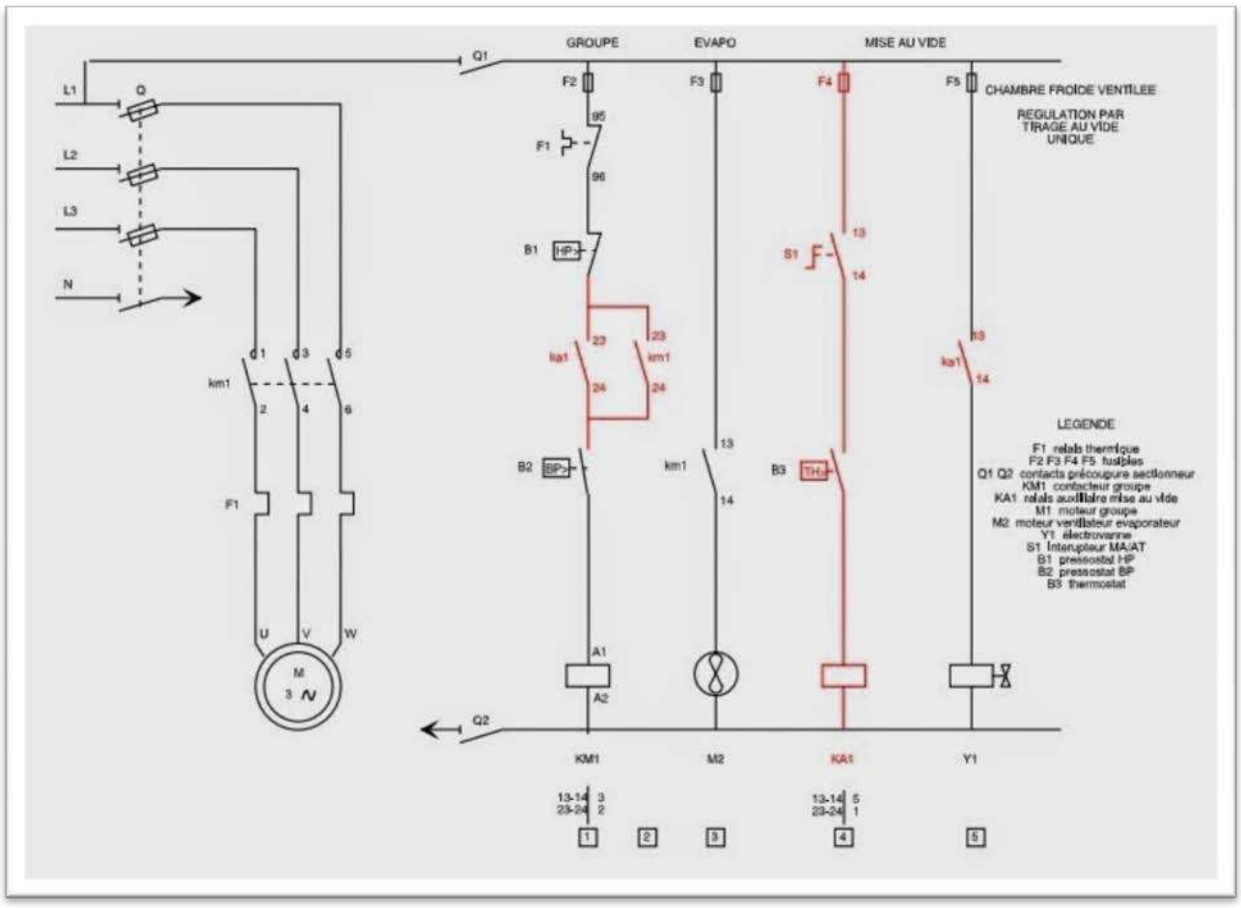


Figure : n.5.4 Régulation par tirage au vide unique

Conclusion générale

Le froid est un domaine très important, qui doit être maitrisé, pour assurer les conditions exigées à faible cout.

Cette étude concerne l'entreposage frigorifique. Elle conséquence d'un travail de recherche et d'application, basé sur des connaissances en froid, en utilisant un support bibliographique important.

L'entrepôt a été dimensionné suivant les besoins et les disponibilités des produits.

L'analyse des propriétés des fluides frigorigènes, non a permis de mieux choisir les plus adaptées pour notre installation sur une base technique.

Les systèmes des machines frigorifique utilisées et leur appareillage respectif, ont été choisis sur catalogue suivant les normes.

La régulation de l'installation est une partie importante de l'étude. Elle doit assurer le bon fonctionnement de l'installation pour réaliser une économie de l'énergie et surtout pour assurer sa sécurité.

[1]: MOHRA SAFIA , «ETUDE D'UN ENT ENTTREPOT FRIGORIFIQUE DESTINE A LA CONSERVATION DE LA VIANDE ET DU VOLAILLES», université mentouri Constantine, promotion 2015/2016

[2] : IIF. MANNUELLE DE LENTREPAGE FRIGORIFIQUE DAN LES PAYS CHOUDE

[3] : Technique de l'ingénieur

[4] : ISOLATOIN THERMIQUE

[5] **:]** Pilate, IIF, IIR, « Technique du froid cours de base », édition juillet2007

: P. J. RAPIN.P. JACQUARD AIDE MIMOIR FORMUFAIR DU FROID 2EEDITION

[6] : P.J. Rapin, P. Jaccard, « installation frigorifique", édition PYC, 1996, Tome I

[7] : AMMARI Amin, « Etude D'un Entrepôt Frigorifique Destiné à La Conservation Des Volailles », université mentouri Constantine, promotion 2012/2013

[7]: TECHNOLOGIE DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

- Logiciel Frigabohn

- Logiciel select 7.

-Programme « Air Humide »

-Coolselector2

-Catalogue détendeur thermostatique

- Catalogue FrigaBohn

-Thermoptim psychrometric

Tableaux de sélection : groupe de condensation

Chambre 01 :

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan	Liste de Sélection

Modèle de groupe de condensation à air	B8-KL-15X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	B8/71
Fixations mm (Ø)	530 x 330 (11)
Nombre de ventilateurs	1
Flux d'air, m3/sec	0.36
Ventilateurs : P. abs tot, W	85
Poids brut, kg	67.5
Hauteur, mm	396
Profondeur, Largueur, mm	570/560
Diamètre Aspiration, pouce	5/8
Ligne liquide, pouce	1/2
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	3.3
Pression sonore @10m, dBA	40
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	57.5
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	0.38 / 0.45
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	8.4
Courant rotor bloqué du compressor, A	43

Chambre 02 :

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan	Liste de Sélec
Modèle de groupe de condensation à air			B8-KL-15X	
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION				
Condenseur / Ventilation			B8/71	
Fixations mm (Ø)			530 x 330 (11)	
Nombre de ventilateurs			1	
Flux d'air, m3/sec			0.36	
Ventilateurs : P. abs tot, W			85	
Poids brut, kg			67.5	
Hauteur, mm			396	
Profondeur, Largueur, mm			570/560	
Diamètre Aspiration, pouce			5/8	
Ligne liquide, pouce			1/2	
Type d'aspiration			Fixed Valve	
PS côté HP, bar(g)			31	
Réservoir liquide, l			3.3	
Pression sonore @10m, dBA			40	
PS côté LP, bar(g)			22.5	
Poids net, kg			57.5	
DONNÉES ÉLECTRIQUES				
Intensité par ventilateur (1Ph) A			0.38 / 0.45	
Intensité max. de fonction. du compresseur, A			8.4	

Chambre 03 :

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan	Liste de Sélection
Modèle de groupe de condensation à air			B8-KL-15X	
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION				
Condenseur / Ventilation			B8/71	
Fixations mm (Ø)			530 x 330 (11)	
Nombre de ventilateurs			1	
Flux d'air, m3/sec			0.36	
Ventilateurs : P. abs tot, W			85	
Poids brut, kg			67.5	
Hauteur, mm			396	
Profondeur, Largueur, mm			570/560	
Diamètre Aspiration, pouce			5/8	
Ligne liquide, pouce			1/2	
Type d'aspiration			Fixed Valve	
PS côté HP, bar(g)			31	
Réservoir liquide, l			3.3	
Pression sonore @10m, dBA			40	
PS côté LP, bar(g)			22.5	
Poids net, kg			57.5	
DONNÉES ÉLECTRIQUES				
Intensité par ventilateur (1Ph) A			0.38 / 0.45	
Intensité max. de fonction. du compresseur, A			8.4	
Courant rotor bloqué du compressor, A			43	

SAS:

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan	Liste de Sélectio
Modèle de groupe de condensation à air			B8-KL-15X	
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION				
Condenseur / Ventilation			B8/71	
Fixations mm (Ø)			530 x 330 (11)	
Nombre de ventilateurs			1	
Flux d'air, m3/sec			0.36	
Ventilateurs : P. abs tot, W			85	
Poids brut, kg			67.5	
Hauteur, mm			396	
Profondeur, Largueur, mm			570/560	
Diamètre Aspiration, pouce			5/8	
Ligne liquide, pouce			1/2	
Type d'aspiration			Fixed Valve	
PS côté HP, bar(g)			31	
Réservoir liquide, l			3.3	
Pression sonore @10m, dBA			40	
PS côté LP, bar(g)			22.5	
Poids net, kg			57.5	
DONNÉES ÉLECTRIQUES				
Intensité par ventilateur (1Ph) A			0.38 / 0.45	

Tableaux de sélection : Evaporateurs

Chambre 01 :

SKB .. E — 4,23 mm

Modèles	SKB .. E			06	09	11	13	16	21
R404A DT1 = 7 K SC 3 (1)	Puissance nominale	Q_{0m}	kW	**6,15**	**10,11**	**12,56**	**15,29**	**18,95**	**23,47**
R404A DT1 = 6 K SC 4 (1)	Puissance nominale	Q_{0m}	kW	**4,86**	**8,00**	**10,00**	**12,09**	**15,13**	**18,59**
Surface			m^2	28,5	38	57	57	86	105
Vol. tubes circuits			dm^3	4,92	6,71	9,84	9,92	14,55	18,83
Débit air			m^3/h	3800	8200	7600	12300	11400	14800
Ventilateur 400 V/3/50 Hz 1500 tr/min	Proj. d'air		m	16	18	18	20	20	22
	Ø 450 mm		Nb	1	2	2	3	3	4
	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 540 1 x 1	2 x 540 2 x 1	2 x 540 2 x 1	3 x 540 3 x 1	3 x 540 3 x 1	4 x 540 4 x 1
Nb	Batterie Egouttoir			5 1	5 1	5 1	5 1	5 1	5 1
Dégivrage élect. 400 V/3		Total	W A	2100 3,19	3000 4,56	4200 6,38	4200 6,38	6000 9,12	7200 10,94
	E1K (3)	Total	W A	1050 1,56	1500 2,28	2100 3,19	2100 3,19	3000 4,56	3600 5,47
Poids net			kg	55	93	103	119	136	157

Chambre 02 :

SKB .. L — 6,35 mm

Modèles	SKB .. L			06	09	11	14	18	22
R404A DT1 = 8 K SC 2 (1)	Puissance nominale Eau glycolée	Q_{0m}	kW kW	**6,56** -	**10,42** -	**13,43** **13,04**	**15,54** -	**20,14** **17,07**	**25,92** **26,21**
Surface			m^2	19,5	26	39	39	60	73
Vol. tubes circuits			dm^3	4,85	6,57	9,69	9,58	14,36	17,48
Débit air			m^3/h	4000	8600	8000	12900	12000	15600
Ventilateur 400 V/3/50 Hz 1500 tr/min	Proj. d'air		m	16	18	18	20	20	22
	Ø 450 mm		Nb	1	2	2	3	3	4
	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 540 1 x 1	2 x 540 2 x 1	2 x 540 2 x 1	3 x 540 3 x 1	3 x 540 3 x 1	4 x 540 4 x 1
Dégivrage élect. 400 V/3	ELK (3)	Total	W A	2100 3,19	3000 4,56	4200 6,38	4200 6,38	6000 9,12	7200 10,94
	E1K (3)	Total	W A	1050 1,56	1500 2,28	2100 3,19	2100 3,19	3000 4,56	3600 5,47
Poids net			kg	53	92	102	118	135	152

(1) Voir pages "ANNEXES"

Chambre 03 :

SKB .. R — 4,23 mm

Modèles		SKB .. R		06	10	12	16	19	24
R404A DT1 = 8 K SC 2 (1)	Puissance nominale	Q_{0m}	kW	**7,62**	**13,17**	**15,77**	**19,87**	**23,51**	**30,48**
Surface			m^2	28,5	38	57	57	86	105
Vol. tubes circuits			dm^3	4,85	6,57	9,69	9,58	14,36	17,48
Débit air			m^3/h	3800	8200	7600	12300	11400	14800
Ventilateur 400 V/3/50 Hz 1500 tr/min	Proj. d'air		m	16	18	18	20	20	22
	Ø 450 mm		Nb	1	2	2	3	3	4
	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 540 1 x 1	2 x 540 2 x 1	2 x 540 2 x 1	3 x 540 3 x 1	3 x 540 3 x 1	4 x 540 4 x 1
Dégivrage élect. 400 V/3	**ELK (3)**	Total	W A	2100 3,19	3000 4,56	4200 6,38	4200 6,38	6000 9,12	7200 10,94
	E1K (3)	Total	W A	1050 1,56	1500 2,28	2100 3,19	2100 3,19	3000 4,56	3600 5,47
Poids net			kg	54	92	102	118	135	152

SAS:

SKB .. C — 6,35 mm

Modèles		SKB .. C		05	08	10	12	15	19
R404A DT1 = 7 K SC 3 (1)	Puissance nominale	Q_{0m}	kW	**5,24**	**8,05**	**10,65**	**12,38**	**16,09**	**20,17**
R404A DT1 = 6 K SC 4 (1)	Puissance nominale	Q_{0m}	kW	**4,17**	**6,63**	**8,53**	**9,87**	**12,89**	**16,07**
Surface			m^2	19,5	26	39	39	60	73
Vol. tubes circuits			dm^3	4,92	6,71	9,84	9,92	14,55	18,83
Débit air			m^3/h	4000	8600	8000	12900	12000	15600
Ventilateur 400 V/3/50 Hz 1500 tr/min	Proj. d'air		m	16	18	18	20	20	22
	Ø 450 mm		Nb	1	2	2	3	3	4
	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 540 1 x 1	2 x 540 2 x 1	2 x 540 2 x 1	3 x 540 3 x 1	3 x 540 3 x 1	4 x 540 4 x 1
Nb	Batterie Egouttoir			5 1	5 1	5 1	5 1	5 1	5 1
Dégivrage élect. 400 V/3		Total	W A	2100 3,19	3000 4,56	4200 6,38	4200 6,38	6000 9,12	7200 10,94
	E1K (3)	Total	W A	1050 1,56	1500 2,28	2100 3,19	2100 3,19	3000 4,56	3600 5,47
Poids net								136	157

(1) Voir pages "ANNEX

Tableaux de sélection : Détendeurs

Chambre 01 :

Chambre 02 :

Chambre 03

SAS: